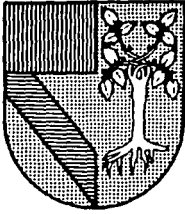


308917



UNIVERSIDAD PANAMERICANA
ESCUELA DE INGENIERÍA

INCORPORADA A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

11
Zey

**OPTIMACIÓN EN EL MANEJO DE DESPERDICIOS
EN UNA PLANTA DE PAÑALES DESECHABLES**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
(ÁREA: INGENIERÍA INDUSTRIAL)

P R E S E N T A

JOSE FRANCISCO ESQUIVEL GARZA

DIRECTOR DE TESIS
FIS. MARIANO ROMERO VALENZUELA

México, D.F. a 8 de Agosto de 1995





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 está 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.

308917

11
24



UNIVERSIDAD PANAMERICANA
ESCUELA DE INGENIERÍA

INCORPORADA A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

OPTIMACIÓN EN EL MANEJO DE DESPERDICIOS
EN UNA PLANTA DE PAÑALES DESECHABLES

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
(ÁREA: INGENIERÍA INDUSTRIAL)

P R E S E N T A

JOSE FRANCISCO ESQUIVEL GARZA

DIRECTOR DE TESIS
FIS. MARIANO ROMERO VALENZUELA

México, D.F. a 8 de Agosto de 1995

En agradecimiento a mis padres, quienes han sido un gran ejemplo y apoyo toda mi vida.

INDICE

	Pag.
INTRODUCCION	1
1. MANEJO DE DESPERDICIOS EN EL AREA DE EMPAQUE	5
1.1. Descripción del Proceso de Fabricación de Pañal Desechable	6
1.2. Manejo de Desperdicios	8
1.3. Primer Sistema para el Manejo de Merma	9
1.3.1. Descripción del Sistema	
1.3.2. Estudio de Medición del Trabajo	
1.4. Segundo Sistema para el Manejo de Merma	13
1.4.1. Descripción del Sistema	
1.4.2. Estudio de Recorrido y Manejo de los Materiales	
1.5. Sistema Propuesto - Mejora Continua	17
1.5.1. Concepto de Mejora Continua	
1.5.2. Definición del Proyecto	
1.5.3. Sistema Propuesto	
1.6. Conclusión	22
2. DISEÑO DE FLUJOS DE CAPTURA Y VELOCIDADES DE TRANSPORTE	
2.1. Introducción	23
2.2. Aspectos Teóricos de los Fluidos	24
2.3. Cálculos de la Fuerza de Arrastre	26
2.4. Cálculo del Flujo Volumétrico	29

3. CALCULO DE PERDIDAS EN EL SISTEMA NEUMATICO	
3.1. Introducción	32
3.2. Aspectos Teóricos	33
3.2.1. Presión Estática, de Velocidad y Total	
3.2.2. Distribución de Flujos de Aire	
3.2.3. Cálculo de Pérdidas	
3.3. Cálculo de Pérdidas	44
3.3.1. Pérdidas en la Sección A - B	
3.3.2. Pérdidas en la Sección C - B	
3.3.3. Presión Estática requerida después de la Unión	
3.3.4. Pérdidas en Ductos y Codos en la Sección B - D	
3.3.5. Pérdidas en el Separador Neumático	
3.3.6. Pérdidas en Ductos y Codos en la Sección D - E	
3.3.7. Pérdidas en la Unidad de Filtros	
4. CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA PARA EL SISTEMA PROPUESTO	
4.1. Introducción	62
4.2. Tablas de Capacidad de los Ventiladores	63
4.3. Cálculo de Potencia	65
5. ANALISIS ECONOMICO	70
5.1. Costo Beneficio	72
5.2. Análisis de Costos	73
5.3. Análisis de Beneficios	74
5.4. Conclusión	74
CONCLUSIONES	75
BIBLIOGRAFIA	77

Introducción

Los cambios económicos y políticos internacionales abren hoy, más que nunca, nuevas y más dinámicas perspectivas para la competitividad internacional de nuestro país.

Dado este entorno aparecen retos por conquistar. Necesitamos medir nuestra capacidad de respuesta y prepararnos para enfrentar el futuro, utilizando nuevas técnicas, aplicando y desarrollando nuestros conocimientos, y sabiendo usar herramientas útiles y eficientes para poder responder adecuadamente.

Sin embargo no es suficiente desarrollar la capacidad de responder al futuro con entusiasmo, preparación y eficiencia, es necesario "ir más allá": generar ideas, participar en la construcción de esas alternativas y ser individuos pro-activos.

La innovación no se da por sí misma, debe ser respaldada y dirigida dinámicamente. La creatividad individual de cada empleado es una fuente valiosa de innovación. Los niveles gerenciales deben crear un ambiente en donde los empleados tengan la iniciativa de experimentar, tomar riesgos, y sugerir nuevas maneras de hacer sus funciones. Esto debe llevarse a cabo bajo el entendimiento que aun cuando se presenten errores y fallas, éstos son la esencia del crecimiento, aprendizaje y por consecuencia del éxito.

El ser innovador en la ingeniería del manejo de desperdicio en todo tipo de industria es importante por las siguientes razones:

- Presentación higiénica de las instalaciones
- Evitar congestión en áreas de trabajo (logrando mayor productividad)
- Disminuir o eliminar riesgos de trabajo
- Aspectos ecológicos

En el caso de la fabricación de pañales y debido a que los productos de desperdicio son potencialmente peligrosos, la necesidad de una adecuada eliminación de desperdicios se vuelve mas importante. Así tenemos que las partículas que pueden quedar suspendidas en la atmósfera causan riesgos en la salud de los trabajadores al afectar las vías respiratorias y en casos extremos puede presentar riesgos de explosión. Los materiales no volátiles así mismo son inflamables y pueden llegar al extremo de presentar combustión espontánea si se dan las condiciones adecuadas de presión, nivel de humedad, y temperatura.

En estas condiciones es de primordial importancia tener un manejo adecuado de desperdicios.

En este sentido, cabe mencionar que los costos en las industrias se han incrementado debido a las inversiones realizadas por éstas para cumplir con las exigencias de los organismos mundiales de reglamentar la manera de disponer adecuadamente, de las emisiones y desperdicios contaminantes. El costo de estos sistemas ecológicos ha sido absorbido en su totalidad por las empresas ya que el incremento en los precios podría traer serias consecuencias en términos de la competencia.

Asimismo es importante considerar a un futuro inmediato la mejor forma de reciclar los productos usados, lo cual puede beneficiar los costos de producción y al mismo tiempo reducir los efectos contaminantes de esos desechos.

Debido a la fuerte competencia dentro del mercado mundial, las grandes empresas ya no pueden incrementar sus precios para aumentar sus ganancias. Bajo este escenario, la única manera de incrementar las ganancias es reduciendo en gran medida los costos involucrados con la operación. Para ello, es necesario llevar a cabo los procesos de manera diferente.

En esta tesis que tiene por nombre "Optimación en el Manejo de Desperdicio en una Planta de Pañales Desechables" se busca precisamente "ir más allá" dando una propuesta innovadora al mejorar las condiciones de trabajo y buscando hacer eficiente una operación que en un proceso ideal no debería de existir: el manejo de desperdicio.

Los métodos que actualmente se siguen para realizar esta operación son ineficientes e inseguros. No se puede aceptar que en una planta de tecnología de punta se involucren 5 personas para realizar un trabajo que debería involucrar a sólo una. Las mejoras a veces requieren únicamente cambios en los procedimientos; pero en esta situación se considera que en base a la infraestructura que se tiene y a ciertas adaptaciones en el equipo, se pueden lograr grandes beneficios.

El desarrollo de la tesis tiene la siguiente estructura:

- a.- En el primer capítulo se describe el proceso de fabricación de pañal desechable y posteriormente se detallan los métodos empleados actualmente para realizar la operación de manejo de desperdicio. Como parte de la descripción se presenta un estudio de tiempos y movimientos para evaluar la eficiencia de las operaciones y así tener un punto de referencia global al presentar la propuesta de mejora.
- b.- En el segundo capítulo se presenta la teoría referente al manejo de productos por medio de flujos de aire, y se presentan los cálculos con los cuales se obtuvo la información para poder diseñar el nuevo sistema.
- c.- El tercer capítulo consta de dos partes principalmente: una sobre teoría de pérdidas en un sistema neumático, y otra donde se calculan los requerimientos de presión estática en función a las pérdidas inherentes a este nuevo equipo.
- d.- En el capítulo cuatro se realiza el cálculo de potencia para saber si con el motor y ventilador ya existentes es posible adaptarlos para esta nueva función.
- e.- Finalmente el capítulo cinco presenta el presupuesto del proyecto.

Es importante señalar que la idea de esta tesis surgió a partir de una falta de previsión en el diseño original de la planta; en donde nunca se contempló un problema potencial en el manejo del pañal de desperdicio en el área de empaque. Debido a esto se han tenido una serie de propuestas de mejora las cuales buscan no solamente resolver el problema sino también lograr aprovechar al máximo los recursos ya existentes. Es por esto que a lo largo de este estudio la idea principal es ofrecer una solución, al menor costo posible.

Finalmente quisiera hacer de su conocimiento que todo el desarrollo del segundo, tercero y cuarto capítulos, tiene su origen en las teorías clásicas de la mecánica de fluidos, y que aún cuando las fórmulas utilizadas no son 100% exactas, su precisión es lo suficientemente buena para considerar que los resultados son adecuados para estas aplicaciones.

CAPITULO 1

Manejo de Desperdicios en el Área de Empaque

Introducción

El éxito de cualquier empresa hoy en día, depende básicamente de 3 condiciones: Innovación constante, calidad de los productos y un servicio orientado al cliente. La satisfacción del cliente es un factor crítico para ser una empresa líder. Este puede lograrse a través de la mejora continua en cada una de las áreas de la empresa, aunada al esfuerzo el cual se traduce al trabajo, a la voluntad y a la decisión de los empleados. En otras palabras cada empleado debe pensar y practicar la CALIDAD. Usando procesos, herramientas y técnicas de calidad, las empresas generarán una mayor productividad necesaria para reducir los costos y generar un incremento de las utilidades. La productividad no es sólo una medida de horas trabajadas sobre producción, como se creía en el pasado. Un trabajo productivo es el máximo aprovechamiento de todos los recursos, incluyendo el conocimiento y la creatividad del personal. El resultado de este trabajo deben de ser bienes o servicios de calidad con un precio aceptable que induzca a su adquisición.

El tiempo ha probado que es un error el pensar que un nivel de desempeño de 95% es aceptable, y la mejor manera de mantener bajos los costos. En las empresas de éxito, el concepto calidad se define como: Gente involucrada, Productividad mejorada, Ganancias incrementadas.

1.1. Descripción del Proceso de Fabricación de Pañal Desechable

La fabricación de pañal desechable se lleva a cabo mediante un proceso continuo, de alta velocidad y precisión. Debido a que se tienen estas tres características, el personal que labora en esta línea de producción debe contar con una capacitación suficiente para comprender aspectos de electrónica elemental, seguridad industrial y mecánica.

La línea de producción cuenta con un total de 27 motores de corriente alterna, de los cuales 7 son de velocidad constante. De estos 7 motores, uno es utilizado en el molino desfibrador de celulosa y 6 son utilizados en los ventiladores que generan el vacío de las bandas por donde son transportados los diferentes materiales. Los 19 restantes están ubicados en diferentes secciones de la línea de producción para proporcionar la fuerza motriz a los rodillos y bandas que transportan las materias primas. Estos motores tienen la característica de ser de velocidad variable, lo cual permite que la línea de producción, dependiendo de la tensión de los materiales, ajuste automáticamente su velocidad. Esta particularidad permite que el proceso sea de alta precisión y control.

La materia prima se alimenta continuamente a la línea de producción por medio de desenrolladores de carretes, los cuales mantienen una tensión uniforme en el material. Estos desenrolladores cuentan con un sistema que permite realizar empalmes (uniones) de carretes automáticos sin que se tenga que detener ni bajar de velocidad al proceso. La característica con la que cuentan estos desenrolladores, es el poseer un acumulador que mantiene alimentada a la máquina principal, mientras las flechas de las bobinas se paran por una fracción de segundo para unir la cola de un carrete con la punta (inicio) del siguiente.

Debido a la alta calidad que se busca en este producto, en cada uno de los desenrolladores se tiene un detector de empalme. Este sensor, al detectar una unión,

manda una señal al PLC (controlador programable lógico), el cual a su vez activa al desviador para evitar que esta unión quede en el producto terminado.

La secuencia que se sigue para ir "armando" el pañal es la siguiente:

El proceso inicia con la desfibración fina de la celulosa, la cual funciona como material absorbente. Este material una vez desfibrado se deposita en una serie de bandas y rodillos los cuales le dan la forma y el espesor requerido. Una vez que el material absorbente tiene las dimensiones adecuadas, se deposita sobre una película de tela no tejida (cubierta interior del pañal). Mientras esto sucede, en otra sección de la línea de producción se "arma" lo que es la cubierta exterior. Esta cubierta está formada por una película de polietileno, por las aplicaciones de elásticos y por un baño de pegamento el cual permite que todos los elementos queden en posición. Una vez que esta cubierta ya tiene todos los elementos, se une a la cubierta interior y al material absorbente. Esta tira continua de materiales se hace pasar por un par de rodillos a presión para lograr de esta manera una buena adhesión de las partes. Posteriormente esta tira se pasa por unos cortadores para darle la forma anatómica al producto. La etapa final del proceso de fabricación, es doblar y cortar individualmente a cada pañal.

A lo largo de este proceso en el cual se va incorporando la materia prima, se tienen sensores que permiten saber si los diferentes elementos que conforman el pañal han sido aplicados correctamente. En el caso de que algún pañal no lleve alguno de los componentes, el controlador de calidad activa el mecanismo que permite que ese pañal específicamente sea rechazado.

Todos aquellos pañales que cuenten con los estándares de calidad necesarios, se pasan al área de empaque donde se apilan, se embolsan y se meten a cajas corrugadas. Todo esto por medio de equipos automáticos.

1.2. Manejo de Desperdicios

En el proceso de fabricación de pañales existen 2 principales tipos de desperdicio del producto terminado: el generado en el proceso de fabricación (merma de máquina), y el generado en el área de empaque (merma de empaque).

Si durante la fabricación se detecta que el producto no tiene los estándares de calidad necesarios, la máquina y/o el inspector lo rechazan por medio de un sistema automático.

Si se detecta algún otro defecto, o falla el equipo en el área de empaque, la forma en que se maneja este desperdicio es totalmente manual. Esto provoca que la operación en esta área sea muy lenta e ineficiente.

A continuación se presentan los sistemas y equipos usados actualmente para manejar la merma en las áreas de máquina y de empaque. En cada sistema se evalúa su eficiencia para poder tener un punto de referencia al momento en que se presenten las mejoras en el sistema propuesto.

1.3. Primer Sistema para el Manejo de Merma

1.3.1. Descripción del Sistema

El primer sistema de manejo de merma que se tuvo la oportunidad de estudiar consta de los siguientes elementos (ver fig. 1.1):

- a.- Una campana de succión para merma de máquina
- b.- Ductería
- c.- Un separador neumático
- d.- Una banda de transporte
- e.- Dos compactadoras / flejadoras manuales
- f.- Un ventilador
- g.- Una unidad de filtros

La máquina, como ya se mencionó, cuenta con un control automático para rechazar el pañal que no cumpla con las especificaciones. Este producto, antes de llegar al área de empaque, es succionado a través de la campana, transportado dentro de los ductos, por medio de aire, hasta llegar al separador neumático, el cual permite que el producto se deposite en la banda de transporte y que el aire continúe su recorrido para ser filtrado. Una vez en la banda, el producto se lleva al cuarto de compactadoras.

En el área de empaque también se puede generar merma en el caso de que no se haya detectado algún defecto durante su producción, o si mientras es empacado, se daña el producto. Las dos causas principales por las que esto sucede son: una operación inadecuada del personal que labora en esta área y por alguna falla mecánica o eléctrica de los equipos.

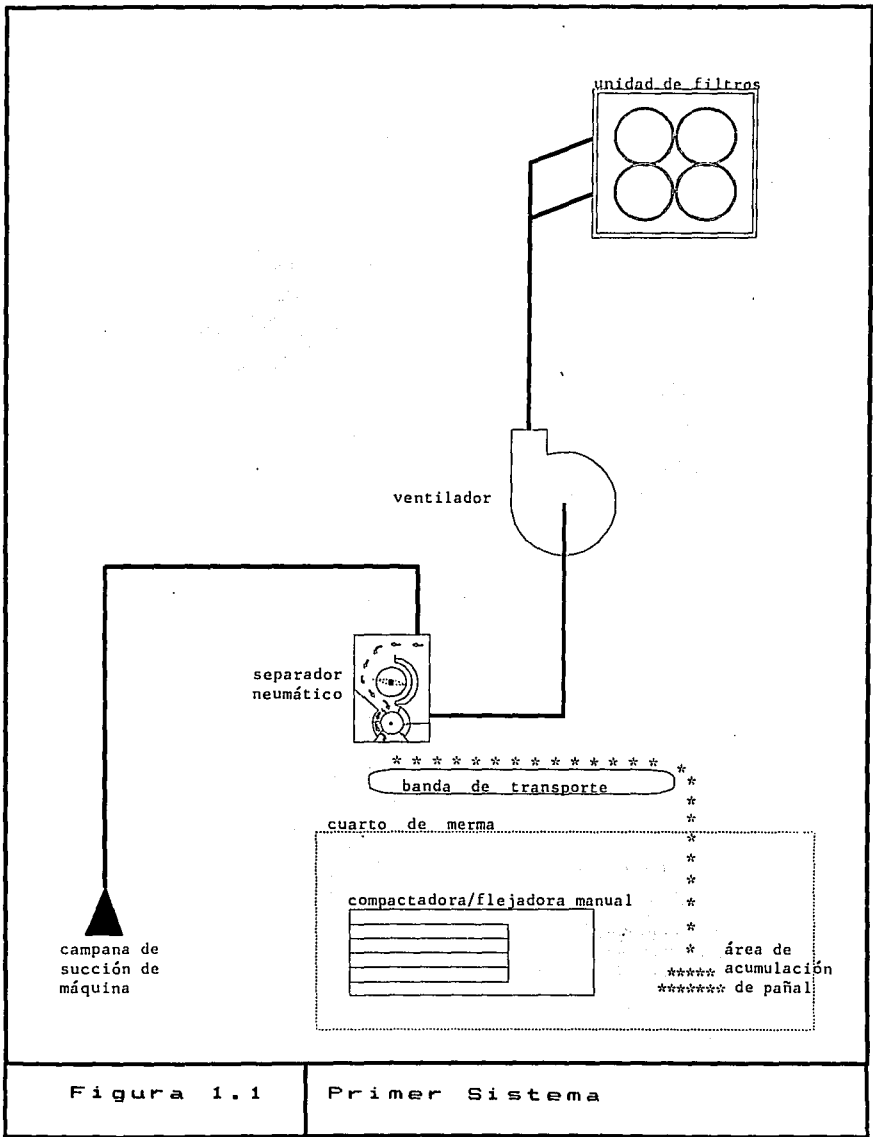


Figura 1.1

Primer Sistema

A continuación se presentan ciertos hechos para poder explicar con mayor claridad la operación en el área de empaque (ver fig. 1.2):

- a.- El área cuenta con 6 personas las cuales realizan las siguientes actividades:
 - 2 personas embolsan
 - 3 personas sellan bolsas
 - 1 persona mete bolsas en corrugados y sella los mismos
- b.- Las personas cambian cada hora la función desempeñada para evitar fatiga debido a la posición o al uso de únicamente ciertos músculos del cuerpo.
- c.- El sellador de bolsas 2, en turno, es el responsable de limpiar el área de empaque cuando en ésta se acumule merma suficiente.
- d.- La merma es tirada en bolsas (capacidad aprox. = 900 unidades/bolsa), y cuando ésta se llena, el sellador 2 la lleva al cuarto de las compactadoras para hacer pacas flejadas.

Es importante señalar en este momento que el manejo de merma en el cuarto de compactadoras es 100% manual. Tanto la merma proveniente de la máquina, como la merma generada en empaque se alimenta constantemente a las compactadoras por dos operarios.

1.3.2. Estudio de Medición del Trabajo

Los recursos del departamento de producción, que se utilizan en este sistema para disponer de la merma, básicamente son los operarios encargados de sellar bolsas. Debido a esto se realizó un estudio de medición del trabajo para determinar el tiempo que invierte el sellador 2 en llevar a cabo la tarea de disponer de la merma en el área de empaque. A continuación se presenta el estudio.

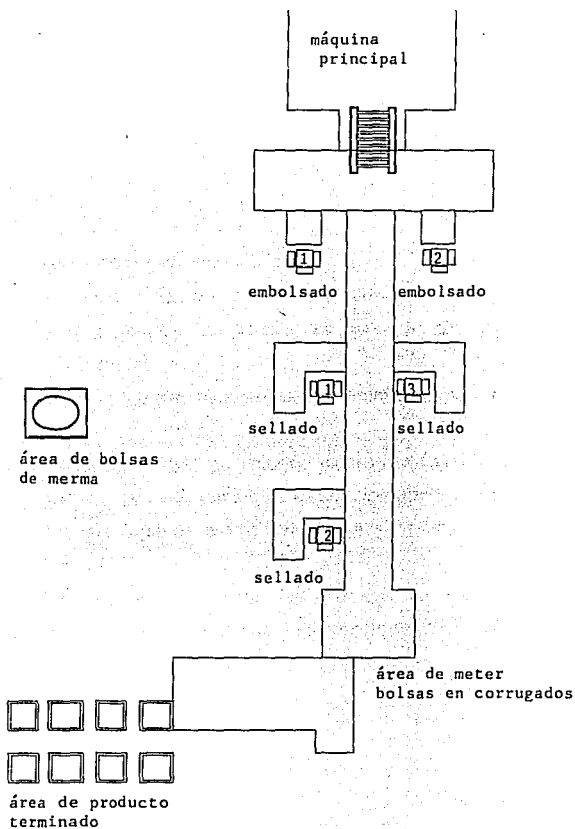


Figura 1.2

Area Empaque 1er. Sistema

Generales:

- a.- En el muestreo del trabajo, el nivel de confianza generalmente utilizado es de 95%¹.
- b.- El margen de error del estudio se estableció en 5%. La fórmula que se utilizó para determinar el tamaño de la muestra es la siguiente:

$$\sigma_p = \sqrt{\frac{pq}{n}} \quad \text{Ec. 1.1}^{[1]}$$

² siendo:

- sp** = error estándar de la proporción
- p** = porcentaje de tiempo del operador sellando
- q** = porcentaje de tiempo del operador disponiendo de la merma
- n** = número de observaciones o tamaño de muestra

Para poder aplicar esta fórmula, se requería tener unos valores aproximados del porcentaje de tiempo que el operador estaba sellando. Se realizaron observaciones aleatorias en el lugar de trabajo para obtener este dato.

El valor inicial de **p** fue 82%. Esto debido a que en las observaciones efectuadas, el operador 2, estuvo 41 veces de un total de 50 realizando su tarea de sellador.

¹Dato tomado del libro Introducción al Estudio del Trabajo (México, OIT, Tercera Edición)

[1] Las referencias en corchetes indican que el documento donde se obtuvo la información se encuentra en la bibliografía

Dado que el nivel de confianza es de 95% y se desea un margen de error del 5%, se tiene:

$$1.96\sigma_p = 5$$

por lo tanto:

$$\sigma_p = 2.55$$

Si se despeja **n** de la ecuación 1.1. y se sustituyen los valores, se tiene:

$$n = \frac{(82)(18)}{(2.55)^2}$$

$$n = 226 \text{ observaciones}$$

Con este valor confiable de **n** se realizó el estudio.

Los resultados obtenidos fueron:

- Aproximadamente el 21% del tiempo, el sellador 2 está en operaciones de manejo de merma.
- El 79% del tiempo, el sellador 2 está sellando bolsas.

1.4. Segundo Sistema para el Manejo de Merma

El siguiente sistema que se presenta, es utilizado en una planta más moderna. Esta planta basó gran parte del diseño de su operación en los métodos de la fábrica que se acaba de presentar. Debido a esto durante este subcapítulo vamos a encontrar muchas semejanzas entre uno y otro, habiendo principalmente diferencias en el funcionamiento y distribución de los equipos.

1.4.1. Descripción del Sistema

El sistema consta de los siguiente elementos, (ver fig. 1.3):

- a.- Una campana de succión para merma de máquina
- b.- Ductería
- c.- Un separador neumático
- d.- Una banda de transporte
- e.- Una compactadora / flejadora automática
- f.- Un ventilador
- g.- Una unidad de filtros

Dos diferencias importantes que tiene el segundo sistema con respecto al primero, es que en éste el producto es depositado en la banda de transporte una vez que ya está dentro del cuarto de merma. Las ventajas principales de tener este sistema son:

- a.- La planta en general se mantiene más limpia, ya que el producto rechazado se mantiene confinado en ductos durante todo su trayecto al cuarto de merma.
- b.- El mantenimiento del ducto es inferior al que requiere la banda de transporte.

La segunda diferencia, que también representa una ventaja, es que la compactadora/flejadora es totalmente automática. Esto evita el tener a dos operadores alimentando la compactadora.

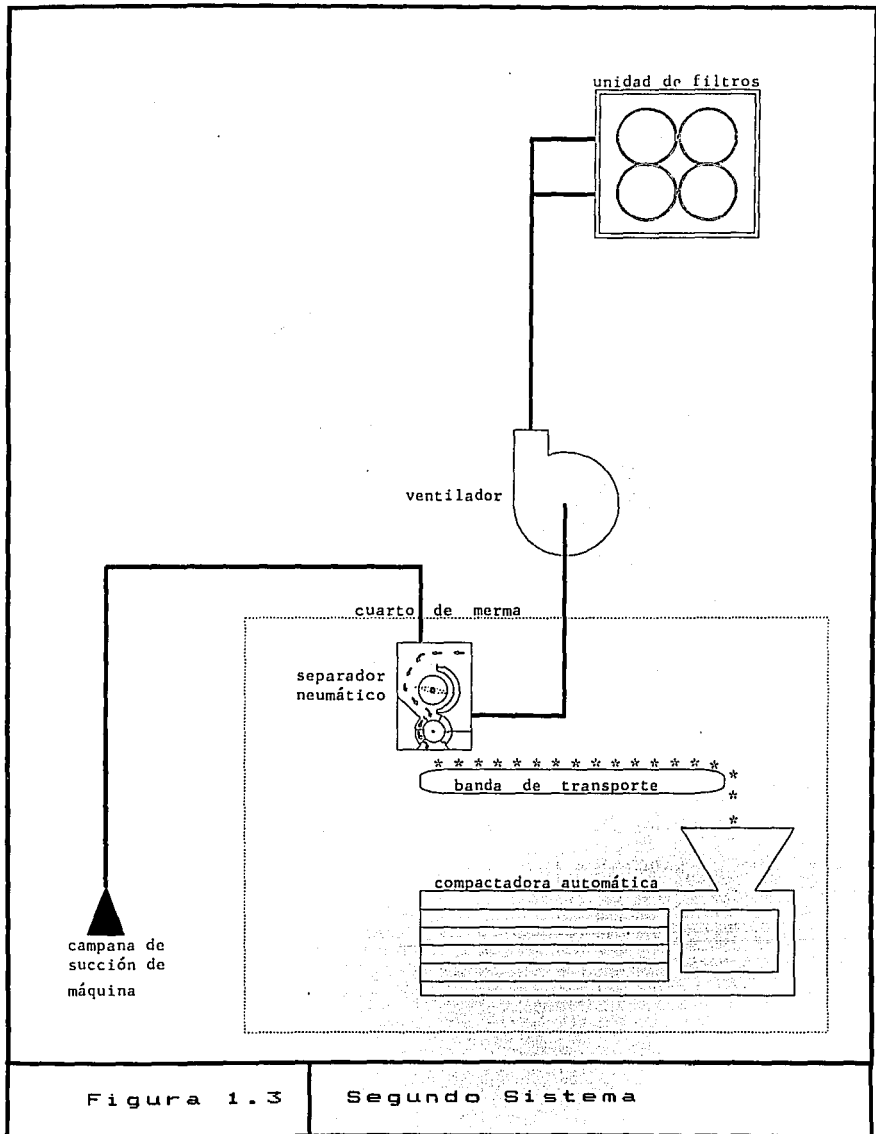


Figura 1.3

Segundo Sistema

La operación en el área de máquina es en general semejante a la del primer sistema. Es decir, que el producto al no cumplir con los estándares de calidad es rechazado automáticamente, a través de la campana de succión.

Se puede decir que en general el manejo de merma de máquina no representa un problema en ninguno de los dos sistemas. El manejo de merma se complica en el área de empaque.

Merma de Empaque:

En este sistema el área de empaque está automatizada. Gracias a esto, solamente se requiere de un operador para controlar el buen funcionamiento de estas máquinas. Como es de esperarse, la merma generada en esta área es menor a la del primer sistema, siempre y cuando los equipos estén trabajando en condiciones normales.

En la figura 1.4 se ilustra la distribución del equipo en el área de empaque así como los lugares donde se tienen, con mayor frecuencia, los problemas de merma; y donde, por lo tanto, se tienen los contenedores para tirar este producto.

A continuación se presentan ciertos hechos para poder explicar con mayor claridad la operación en esta área (ver fig. 1.4):

- a.- Todo el equipo funciona automáticamente
- b.- El área de empaque cuenta con 1 persona la cual realiza las siguientes actividades:
 - Alimentar materia prima, (bolsas y corrugados), a los equipos del área de empaque.
 - Atender y corregir las fallas en estos equipos.
 - Mantener el área limpia.
 - Supervisar la calidad del producto por empacar y ya empacado.

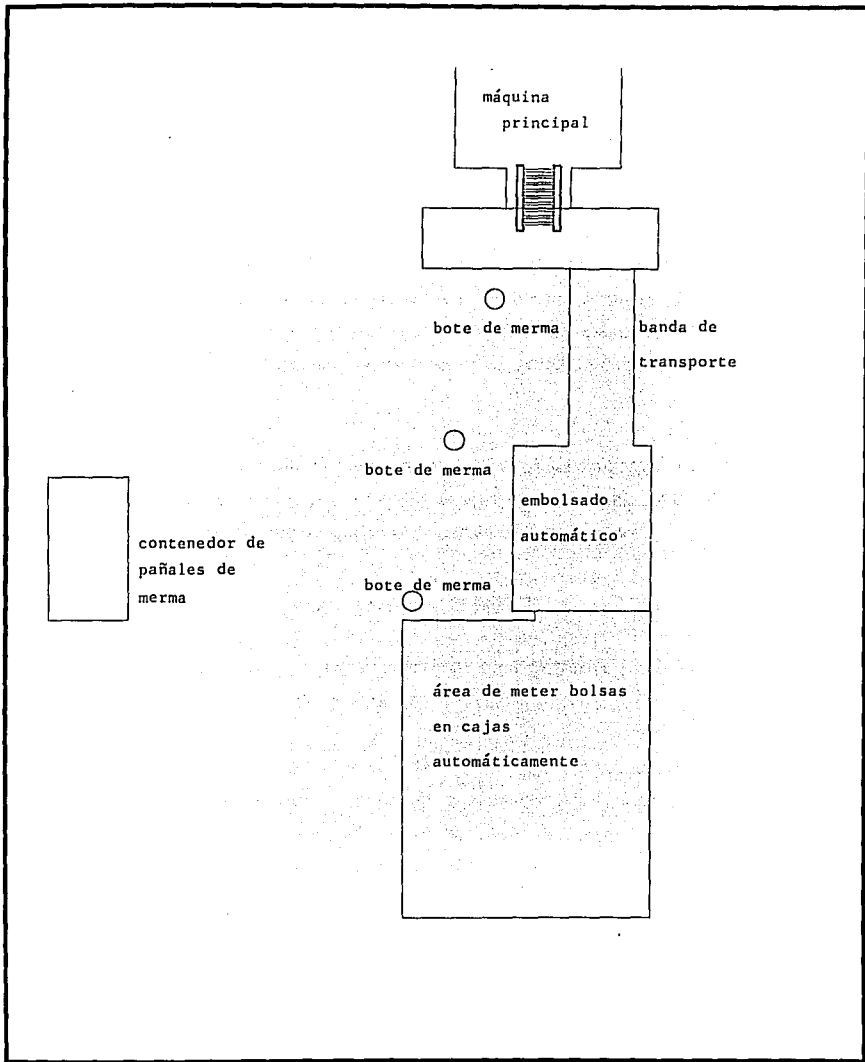


Figura 1.4

Area Empaque 20. Sistema

- Detectarle fallas al producto y rechazarlo.
- c.- La merma se acumula en unos botes, (capacidad aprox. = 800 unidades/bote). Cuando éstos se llenan son vaciados, por el operador, en contenedores (capacidad aprox. = 8000 unidades/contenedor).
- d.- Los contenedores una vez llenos son llevados al cuarto de merma por medio de un montacargas.
- e.- Debido a que no se tiene un equipo para descargar los contenedores en las compactadoras, es necesario que la maniobra se realice manualmente por los operadores de servicios. Esta tarea toma 15 min./hombre por contenedor.
- f.- En el mes de Diciembre de 1993 se descargaron un total de 64 contenedores (16 hrs./hombre).

Dado que se tiene un manejo de merma de pañal exagerado en este sistema, se realizó un estudio para poder registrar y examinar la sucesión de actividades y así tener la posibilidad de idear algún método o diseño perfeccionado.

1.4.2. Estudio de Recorrido y Manejo de los Materiales

Para obtener un cursograma analítico y su diagrama de recorrido para este estudio, se tomará en cuenta lo siguiente:

"Diseñar la disposición de una fábrica, existente o en proyecto, es colocar las máquinas y demás equipo de la manera que permita a los materiales avanzar con mayor facilidad, al costo más bajo y con el mínimo de manipulación, desde que se recibe el producto, durante un proceso, hasta que se entrega."³

En las figuras 1.5 y 1.6 se presenta en primer lugar el cursograma analítico y en segundo el diagrama de recorrido del personal involucrado con el manejo de merma

³Adaptado de una definición dada por R. W. Mallick y A. T. Gaudreau en Plant Layout and Practice (Nueva York, John Wiley, 1966).

CURSOGRAMA ANALITICO DEL OPERARIO					
DIAGRAMA # 1	HOJA # 1	RESUMEN			
Objeto: Operadores involucrados en el manejo de mierma de pañal		ACTIVIDAD	Actual	Propuesta	Economia
ACTIVIDAD: Recoger, transportar y descargar 8000 pañales de mierma de empaque en compactadora/flejadora METODO: ACTUAL		Operación	4	1	3
		Transporte			
		Espera			
		Inspección			
		Almacenamiento			
LUGAR: Depto. de prod. y cuarto de mierma		Distancia (metros)	135	-	135
OPERARIO(S): Vease columna de observaciones		Tiempo (min/hombre)	46	10	36
COMPUESTO POR: Francisco Esquivel FECHA: 5 de Diciembre 1993		Costo x 8000 pañales			
		Mano de obra	3.83	0.83	2.99
		Equipo	0.35	-	0.35
		Total...	4.18	0.83	3.34
DESCRIPCION	cant. 1 oper.	tpo. min./hom.	dist. m.	SIMBOLO	OBSERVACIONES
Levantar del área de empaque y colocar en bote de pañales de mierma	1	10		●	operario de empaque
Llevar un total de 10 veces el bote al contenedor para descargarlo	1	5	50	●	operario de empaque
Llevar el contenedor al cuarto de mierma	1	1	85	●	montacarguista
Levantar el contenedor y descargarlo en la compactadora	2	30		●	montacarguista y operario de servicios
TOTAL		46	135		

NOTA: Las maniobras realizadas con el montacargas, son operaciones inseguras debido a que éste transita en zonas donde trabaja personal.
La operación en la que se descarga el contenedor, también es una operación insegura ya que el personal de servicios se tiene que subir en el contenedor en el momento en que éste es levantado a una altura de aproximadamente 12 pies.

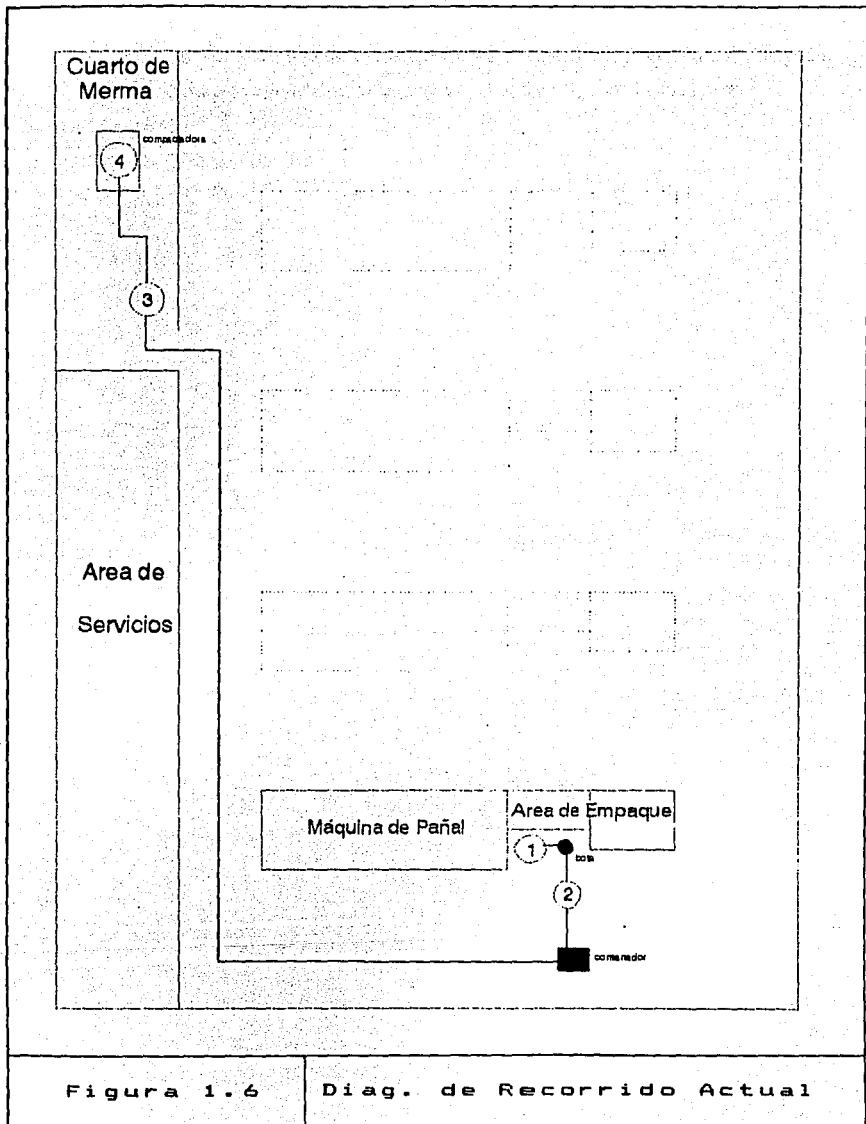


Figura 1.6

Diag. de Recorrido Actual

de empaque. En estas figuras se hace evidente el excesivo uso de recursos humanos utilizados para esta operación y la falta de seguridad en algunos de los trabajos.

1.5. Sistema Propuesto - Mejora Continua en los Procesos

1.5.1. Concepto de Mejora Continua

La gran mayoría de las organizaciones occidentales piensan que las estrategias de mejora continua son rígidas por naturaleza. Se piensa como un concepto único y simple. En Japón existe un contraste muy particular en esta manera de pensar. Específicamente, se considera a la mejora continua como 3 estrategias de negocios independientes y administrados de manera diferente:

- Grandes Logros
- Incremento
- Estandarización

Grandes Logros

Las mejoras logradas mediante esta estrategia son típicamente el resultado de innovaciones radicales dentro de las capacidades normales de la organización. Este tipo de mejoras se pueden lograr en el desempeño de productos, servicios, procesos, gente, etc. Debido a que se requiere una inversión relativamente alta para apoyar este tipo de mejoras, normalmente son administradas de manera vertical/descendente en una organización.

Incremento

Las empresas occidentales descubrieron, a partir del surgimiento de Japón como una economía poderosa, este nuevo tipo de estrategia de Mejora Continua. Este tipo de mejora reta a cada individuo en una organización a identificar continuamente formas para mejorar cada una de sus actividades.

El beneficio real de una estrategia de mejora incremental se hace notar cuando se organiza en equipos naturales de trabajo. Este tipo de acercamiento da confianza y decisión a cada individuo para participar diariamente, con su esfuerzo, en las mejoras basadas en trabajo en equipo. Debido a que se requiere una inversión relativamente baja para apoyar este tipo de esfuerzos, normalmente surgen de manera vertical/ascendente en una organización. Es importante tratar de imaginar el progreso que se podría lograr si de cada individuo, en una organización, se esperará una participación de mejora incremental en cada actividad que él, o su equipo hiciera diariamente.

Estandarización

Ya sea que un nivel de desempeño (estándar) sea logrado mediante estrategias de descubrimientos o mejora incremental, debe de ser mantenido constantemente o la mejora, al paso del tiempo se perderá. Esto se debe a que cualquier sistema, si se deja sin control, se deteriorará con el paso del tiempo. En física y en teoría de sistemas organizacionales, a este fenómeno se le conoce por entropía.

Es interesante notar que la mayoría de la gente, en el mundo occidental, no piensa en la estandarización como una parte de la estrategia de mejora continua. Sin embargo, al analizar las desviaciones a las que cualquier sistema está sujeto, nos podemos dar cuenta que esta estrategia es tan importante como las dos anteriores. La estandarización está diseñada para corregir de una manera acelerada las variaciones a las que se enfrenta nuestro proceso. De esta manera, un proceso de control espera que se dé inicio una mejora continua cada vez que hay un deterioro (desviación), en relación al estándar de desempeño establecido.

Estrategia de Mejora Integrada

Es únicamente cuando se integran las estrategias de grandes logros, estandarización e incremento, que se puede obtener y mantener un desempeño de primer nivel.

Estas estrategias de mejora, encaminadas a la innovación y alta productividad, son las que se adoptaron para marcar los lineamientos de este proyecto que busca optimar el manejo de desperdicios.

1.5.2. Definición del Proyecto

Siguiendo los pasos del método de Kepner & Tregoe en la administración de un proyecto, lo primero que se busca es clarificar su propósito. Esto se logra informando a las partes involucradas el desempeño que se desea obtener y el tiempo en el que se desea lograr finalizar el proyecto.

En nuestro caso particular, la siguiente es la definición:

"Lograr, mediante un análisis detallado, disminuir de 5 a 1 las personas que se utilizan en el manejo de pañal de merma, en un lapso de tiempo menor a 2 meses."

Al finalizar el proyecto el departamento de producción deberá contar con únicamente una persona por máquina para manejar la merma. El área de trabajo deberá mantenerse limpia y no se permitirán las operaciones inseguras efectuadas en el área de compactadoras, ni la circulación de montacargas en el área de producción.

1.5.3. Sistema Propuesto

Para cumplir con la definición del proyecto, el sistema que se propone debe tomar muy en cuenta que:

"Durante el proceso de elaboración de un producto, a menudo se invierte mucho tiempo y energía en trasladar los materiales de un lugar a otro. La manipulación eleva el costo de fabricación, pero no aumenta el valor del producto. Por lo tanto lo ideal es que no haya manipulación en absoluto⁴".

Teniendo en mente el buscar disminuir al mínimo la manipulación de cualquier producto, y en este caso la merma, este sistema (ver fig. 1.7), propone hacer un uso más eficiente de los recursos humanos y del equipo que se tienen ya disponibles en la planta actualmente.

A continuación se presentan los cambios específicos propuestos:

- a.- El vacío de la campana de succión de la máquina se aprovechará para tener una toma de vacío en el área de empaque.
- b.- La campana en el área de empaque se localizará en la zona que genera la mayor cantidad de desperdicio.
- c.- El operador de empaque utilizará esta campana para tirar en ella directamente la merma.
- d.- En caso de que se genere merma en otra zona, ésta se acumulará en los botes ya utilizados actualmente y cuando éstos se llenen, se vaciarán también en la campana de succión del área de empaque.

Estos cuatro puntos permiten que las operaciones realizadas para manejar la merma cambien totalmente tanto en el primero como en el segundo sistema.

⁴Párrafo tomado del libro Introducción al Estudio del Trabajo, OIT

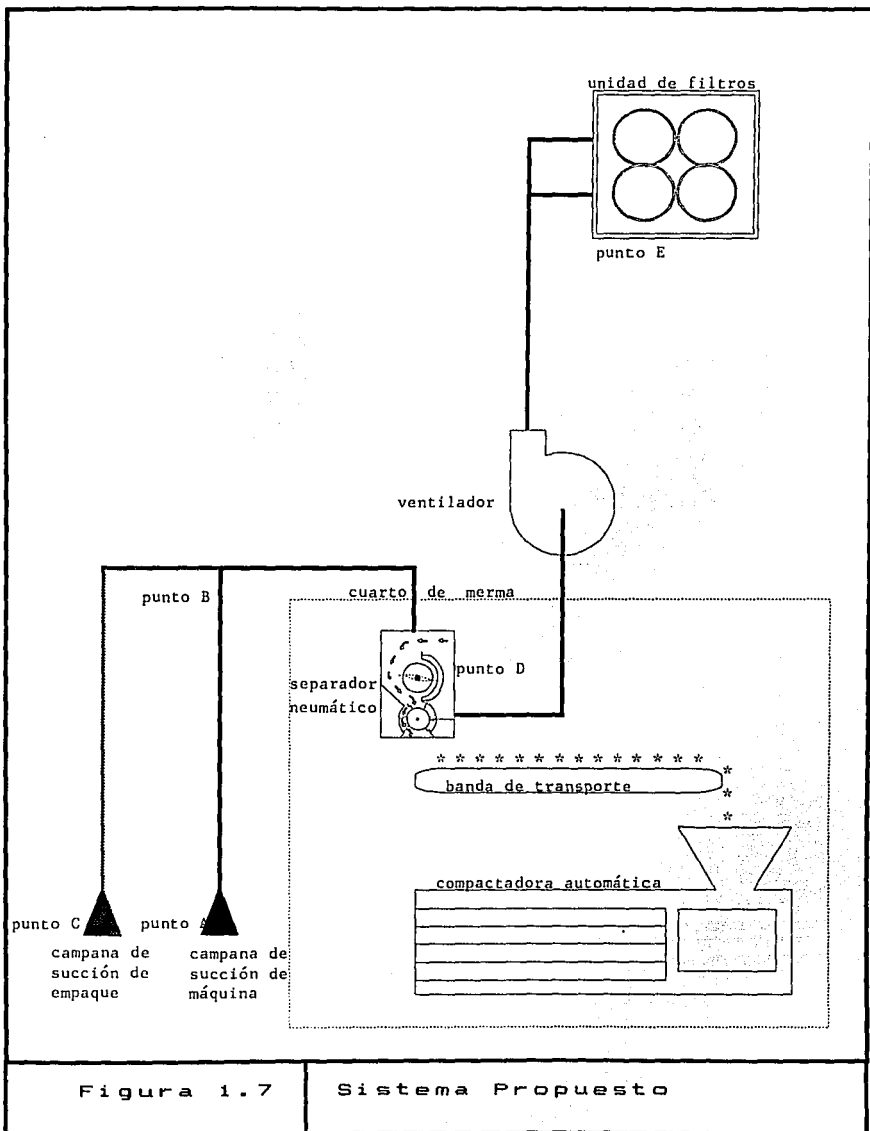


Figura 1.7

Sistema Propuesto

Si se trata de imaginar la operación en el primer sistema con una campana de succión en el área de empaque es claro que en general el área se encontraría más limpia evitando así riesgos de trabajo y de salud al mantener la atmósfera sin contaminantes. Así mismo el sellador 2 aprovecharía mejor su tiempo para sellar. Esto debido a que las operaciones de limpieza las realizaría con mayor velocidad y a que al no existir la bolsa de acumulación, ya no se tendría que llevar al cuarto de compactadoras.

Ahora, si se trata de imaginar la nueva operación en el segundo sistema, las ventajas son mucho mayores que en el primero. El operador de empaque tendría básicamente una operación muy semejante a la anterior, con la diferencia de que nuevamente el área se mantendría más limpia al no haber botes de merma, y no habría necesidad de cargar el bote al contenedor. Es a partir de este punto en el cual las diferencias pueden ser significativas, ya que al no haber contenedor, no habría necesidad de un montacargas (para esta función específica), ni tampoco se requeriría del personal de servicios para descargarlos. Esto además de dar un ahorro en mano de obra y equipo, permitiría tener una operación segura y ordenada.

Como ya se mencionó anteriormente, al mantener las áreas de trabajo limpias y sin obstáculos se evitan accidentes de trabajo desde un tropezón, hasta riesgos inherentes a operar un montacargas en estas áreas. Así mismo se reducen o eliminan los riesgos de incendio y/o explosión.

El cursograma analítico propuesto, así como el nuevo recorrido del material (ver fig. 1.8 y 1.9), demuestran los beneficios inmediatos con este diseño.

En los siguientes capítulos se presenta el desarrollo teórico para poder conocer si es factible el realizar los cambios necesarios que harían más eficientes estos sistemas.

CURSOGRAMA ANALITICO DEL OPERARIO						
DIAGRAMA # 1	HOJA #1		R E S U M E N			
Objeto: Operadores involucrados en el manejo de merma de pañal		ACTIVIDAD		Actual	Propuesta	Economia
ACTIVIDAD: Recoger, transportar y descargar 8000 pañales de merma de empaque en compactadora/flejadora METODO: PROPUESTO		Operación	○	4	1	3
		Transporte	◇			
		Espera	▽			
		Inspección	□			
LUGAR: Depto. de prod. y cuarto de merma		Almacenamiento	◇			
OPERARIO(S): Vease columna de observaciones		Distancia (metros)		135	—	135
COMPUESTO POR: Francisco Esquivel		Tiempo (min/hombre)		46	10	36
FECHA: 22 de Marzo 1994		Costo x 8000 pañales				
		Mano de obra		3.83	0.83	2.99
		Equipo		0.35	—	0.35
		Total...		4.18	0.83	3.34
DESCRIPCION	cant. l oper.	tpo. min./honi.	dist. m.	SIMBOLO		OBSERVACIONES
Levantar del área de empaque y colocar en campana de succión	1	10	—	○	◇	operario de empaque
TOTAL		10	—			

Figura 1.8

Cursograma Propuesto

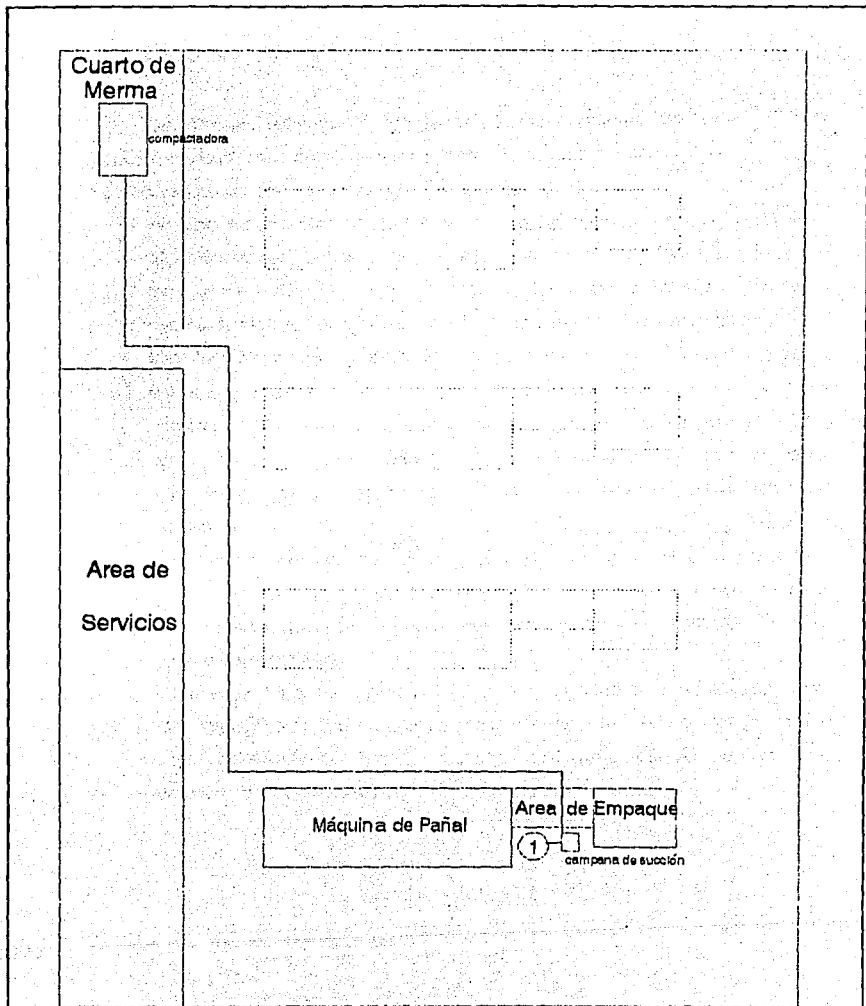


Figura 1.9

Diag. de Recorrido Prop.

1.6. Conclusión

Después de haber presentado ciertos aspectos fundamentales en la forma de manejar el pañal de merma generado tanto en el área de empaque como en la máquina, se puede llegar a dos conclusiones importantes:

- a.- El primer sistema presentado cuenta con una infraestructura pobre en esta área específicamente. Debido a esto, no sobresale en mayor grado el hecho de que toda la operación de manejo de merma (a excepción del transporte de la merma de máquina al cuarto de compactadoras), sea totalmente manual.

Para lograr cambios significativos se tendría que realizar una inversión fuerte buscando, además de instalar una campana de succión en el área de empaque, automatizar la operación en el cuarto de compactadoras. Este cambio sería prácticamente irrealizable, no solamente por el costo que sería sumamente elevado cuanto por limitaciones de espacio y reubicación de maquinaria.

- b.- El segundo sistema presentado es más moderno y con tecnología avanzada. Desafortunadamente no se previó que era necesario tener más recursos en el área de empaque para poder manejar adecuadamente la merma que se generará en esta área.

A diferencia del primer sistema en éste no se requiere de una inversión fuerte para obtener beneficios importantes y a muy corto plazo. Es por esta razón que el resto del estudio se enfocará únicamente a rediseñar el equipo de manejo de merma en el segundo sistema.

CAPITULO 2

Diseño de Flujos de Captura y Velocidades de Transporte

2.1. Introducción

El sistema neumático de transporte en estudio está diseñado para capturar pañales de merma y manejarlos de acuerdo al funcionamiento del sistema.

La campana de succión es el punto de entrada; y su función primaria es generar un espacio donde exista un flujo de aire el cual capture con efectividad el producto rechazado.

El flujo de aire con dirección hacia la campana debe ser suficientemente alto para mantener control del producto hasta que éste se encuentre dentro del sistema. Pueden existir corrientes externas, u otros factores que afecten el flujo de aire inducido por la campana. Es por esto que la forma, el tamaño, la localización, y el flujo de aire deben ser consideraciones importantes del diseño.

A lo largo del capítulo se verán aspectos teóricos necesarios para poder calcular posteriormente las velocidades de aire requeridas para transportar correctamente el producto.

2.2. Aspectos Teóricos de los Fluidos

Flujos laminares y turbulentos

La existencia de dos formas de movimiento de un fluido fue observada desde el siglo pasado por los investigadores experimentales.

En 1839 a G. Hagen le llamó la atención el hecho de que la forma del flujo en un tubo cilíndrico cambia cuando la velocidad excede a cierto límite. Observó que para velocidades inferiores a dicho límite, la superficie del chorro fluente era lisa como la de una barra de vidrio sólida; por encima de este límite, la superficie del chorro oscilaba y el flujo salía a borbotones. Estas fueron las primeras evidencias respecto a los flujos laminares y turbulentos.

En 1883 Osborne Reynolds demostró las dos modalidades muy claramente y presentó el parámetro (que ahora lleva su nombre), como un criterio para determinar el régimen bajo el cual se presentan uno u otro efecto.

En general, el flujo laminar se presenta cuando las capas adyacentes de un fluido se mueven unas en relación a otras, formando líneas de corriente paralelas. El flujo turbulento se caracteriza porque las partículas del fluido tienen movimientos irregulares, casi al azar y siguen trayectorias fluctuantes y erráticas.

El número de Reynolds **Re** es una cantidad adimensional la cual nos da la proporción relativa de la inercia con las fuerzas de viscosidad.

$$Re = \frac{VD}{\nu} \qquad \text{Ec. 2.1}^{[2]}$$

Siendo:

D = Diámetro del ducto

ν = Viscosidad cinemática⁽¹⁾

V = Velocidad del fluido.

Generalmente se puede esperar que existan flujos laminares si el número de Reynolds es menor a 2000. Cuando el número de Reynolds es mayor a 10000 se puede asegurar que se tendrá un flujo turbulento.

Fuerza de arrastre total

El movimiento de un sólido sumergido en un fluido está relacionado con las fuerzas de arrastre y de sustentación ejercidas por el fluido sobre el cuerpo. El arrastre, es decir, la resistencia al avance, es la componente en la dirección del flujo y la sustentación es la componente normal a esa dirección.

Las fuerzas de arrastre en un cuerpo se pueden calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$D = C \left(\frac{\rho}{2g} \right) V^2 A \quad \text{Ec. 2.2}^{(2)}$$

La densidad ρ es la del fluido en el que el cuerpo está sumergido. La velocidad V es la velocidad del flujo relativo, inalterado por el cuerpo. El área A es la de la proyección del cuerpo sobre un plano normal a V , y finalmente el coeficiente $C^{(1)}$ es un valor que depende de la forma del cuerpo y del número de Reynolds del fluido; siempre y cuando se considere al aire un fluido incompresible.

⁽¹⁾La viscosidad cinemática es el resultado de dividir la viscosidad absoluta o dinámica entre la densidad

⁽²⁾S.F. Hoerner publicó en 1965 tablas con valores experimentales de cuerpos con diferentes características geométricas (ver fig. 2.1).

Coeficiente de Arrastre

Forma del Cuerpo	Flujo Laminar	Flujo Turbulento
Esfera	0.36 a 0.47	0.1
Disco	1.12	1.12
Rectangular	0.25 a 0.35	0.2
Cilindro Circ.	1.0 a 1.1	0.95
Rect. elongado	1.0 a 1.2	1.0 a 1.2
Cuadrado	2.0	2.0

Figura 2.1

Tabla Coef. Arrastre

2.3. Cálculos de la Fuerza de Arrastre

Como se vio en el subcapítulo anterior, la fuerza de arrastre está en función de la geometría del cuerpo que se desea transportar y de las características del flujo.

La geometría del cuerpo en el caso particular de los pañales es difícil de definir ya que al no ser un cuerpo rígido tiende a cambiar su forma a todo lo largo de su trayecto. Se puede decir que conforme viaja a lo largo del ducto el cuerpo va "papaloteando", provocando esto que se formen pliegues constantemente. Estos pliegues forman las áreas donde actúa principalmente la fuerza ejercida por el fluido.

Para asegurar el funcionamiento correcto del sistema, se tomó como área mínima normal al flujo a aquella dada por el ancho del producto y su grosor (ver fig. 2.2).

Para calcular la densidad del aire se utilizó el estándar (0.075 libras por pie cúbico), y se multiplicó por un factor de corrección debido a la altitud. En la tabla de la figura 2.3 se muestran estos factores.

Para conocer el coeficiente **C** se requiere calcular **Re**.

Datos:

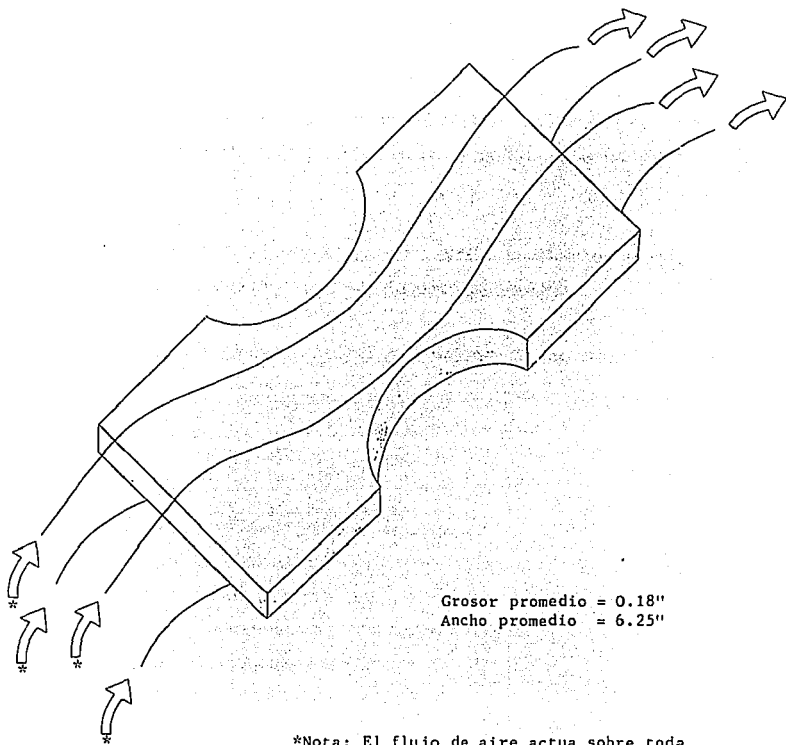
$v = 1.7 \times 10^{-4}$ pies cuadrados por segundo (ref. viscosidad cinemática del aire)

$V = 50$ pies por segundo (ref. aproximación de la velocidad necesaria para transportar un pañal en un flujo de aire)

$D = 0.8333$ pies (ref. diámetro del ducto)

Sustituyendo los datos en la ecuación 2.1, se tiene:

$$Re = \frac{(50)(0.8333)}{1.7 \times 10^{-4}}$$



*Nota: El flujo de aire actua sobre toda la superficie del pañal, pero principalmente sobre la cara normal al flujo

Figura 2.2

Pañal en Flujo de Aire

$$Re = 245097$$

Debido que el número de Reynolds es mayor a 10000, se puede asegurar que el flujo de aire a una velocidad de 50 pies por segundo, presenta un flujo turbulento.

Una vez conocido el valor de **Re** se consultó la tabla de "Coeficientes de Arrastre" en el renglón de cuerpos rectangulares y en la columna de flujos turbulentos (ver fig. 2.1).

Ya que se tienen estos valores, se puede calcular la velocidad del aire para que ejerza una fuerza de arrastre igual o mayor al peso del producto.

Si se despeja la variable de velocidad de la ecuación 2.2, se tiene:

$$V = \sqrt{\frac{(D)(2g)}{C(\rho)(A)}} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Datos:

$D = 0.1101$ libras (ref. peso promedio de un pañal)

$C = 0.2$ (ref. factor en función a la geometría y al número de Reynolds)

$r = 0.06370$ libras por pie cúbico (ref. densidad del aire a 70 grados Fahrenheit y a una altitud de 4500 pies)

$g = 32.1$ pies por segundo al cuadrado

$A = 0.007812$ pies cuadrados (ref. ver fig. 2.2)

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.3, se tiene:

$$V = \sqrt{\frac{(0.1101)(2)(32.1)}{(0.2)(0.6375)(0.0156)}}$$

$$V_{\min} = 56.61 \frac{\text{pies}}{\text{seg}}$$

$$V_{\min} = 3576 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

Una vez obtenido este valor de velocidad, la única restricción que se tiene para que el flujo de aire no pueda arrastrar al producto es que éste se alimente a mayor velocidad que la del aire. Si el producto tiene una longitud promedio de 1.6 pies, se tendrían que tirar arriba de 1600 unidades por minuto para estar en esta situación. Dado que el equipo no tiene esa capacidad de producción, se puede estar seguro que con una velocidad de 3576 pies por minuto, el sistema neumático tiene la posibilidad de transportar pañales que pesen un máximo de 0.1101 libras.

Factores de Corrección por
Altitud (pies)

Altitud	Factor
0	1.00
500	1.02
1000	1.04
1500	1.06
2000	1.08
2500	1.10
3000	1.12
3500	1.14
4000	1.16
4500	1.18
5000	1.20
5500	1.22
6000	1.25
6500	1.27
7000	1.30
7500	1.32
8000	1.35
9000	1.40
10000	1.45

Figura 2.3

Factores de Corrección

2.4. Cálculo del Flujo Volumétrico

Se le llama velocidad de captura a la mínima velocidad de aire inducido requerida para capturar y transportar el producto dentro de la campana. Esta velocidad está en función del gasto del sistema y de la configuración de la campana.

Para el sistema en estudio, se requiere de una velocidad mínima de 3576 pies por minuto, para asegurarnos que el producto sea succionado uno a la vez, y que no se vaya a acumular en la boca de la campana.

Debido a que el aire se mueve hacia la campana desde cualquier dirección, es importante que el punto donde se encuentra el producto, para ser capturado, quede próximo a la toma, (ver fig. 2.4).

La siguiente fórmula permite conocer aproximadamente⁽¹⁾ la cantidad de flujo volumétrico necesario para obtener una velocidad de captura dada a una cierta distancia:

$$Q = V(10X^2 + A) \quad (2)$$

Siendo:

Q = Gasto a través de la campana

V = Velocidad de captura

X = Distancia del producto a la campana

A = Área de succión

Si se desea mejorar este diseño es conveniente poner un collarín en la toma. Este collarín forma una barrera para evitar que el aire que se encuentra detrás de la campana sea succionado. De esta manera el desempeño del puerto de succión

⁽¹⁾En el caso de que la boca de la campana sea cuadrada o ligeramente rectangular

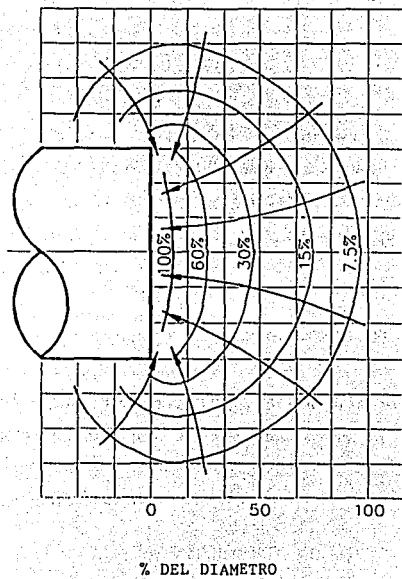


Figura 2.4

Contorno de Velocidades

mejora al necesitar menor cantidad de aire para lograr la misma velocidad a la distancia requerida (ver fig. 2.5).

La nueva relación de flujo, velocidad, área y distancia entre el producto y la campana es:

$$Q = 0.75V(10X^2 + A) \quad \text{Ec. 2.4} \quad \text{[3]}$$

Siempre y cuando el valor de Q no sea menor que el valor de Q obtenido en la siguiente fórmula:

$$Q = (V)(A) \quad \text{[4]}$$

Cálculos

En el sistema propuesto se tienen dos puntos de succión:

- a.- El de la máquina, el cual requiere como distancia máxima dos pulgadas, ya que el punto de rechazo se encuentra a una distancia menor que ésta.
- b.- El de empaque (ver fig. 2.6).

Los datos para calcular Q en las campanas de succión son:

$X = 2$ pulgadas

$A = 0.5454$ pies cuadrados (ref. área para un ducto de 10 pulgadas)

$V = 3576$ pies por minuto (ref. velocidad de arrastre)

Sustituyendo en la ecuación 2.3, se tiene:

$$Q = (0.75)(3576)(10(0.16667)^2 + 0.5454)$$

$$Q = 2208 \text{ pies cúbicos por minuto}$$

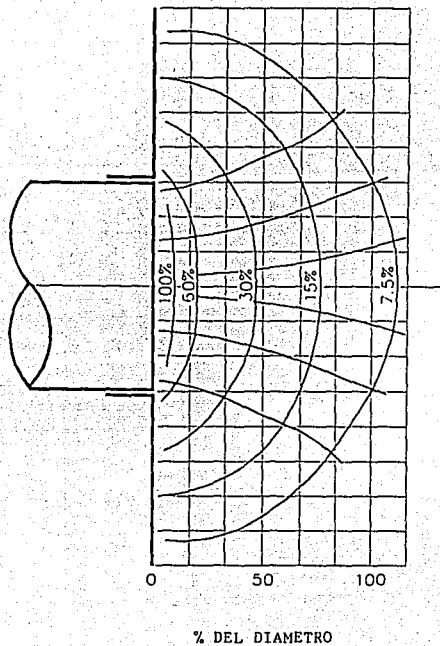
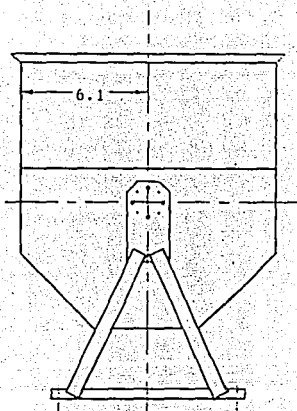
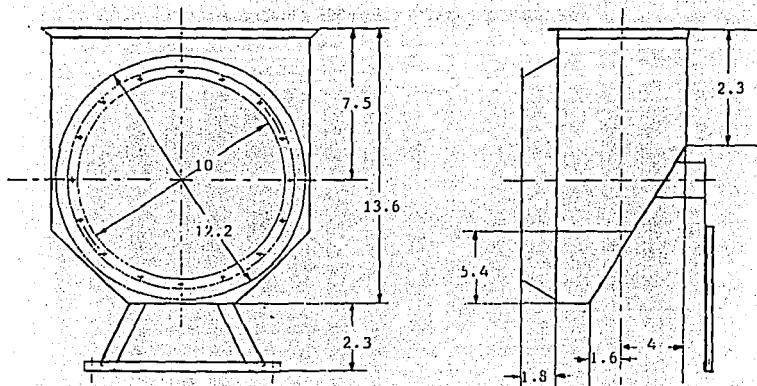


Figura 2.5

Contorno de Velocidades



NOTA: Todas las medidas están dadas en pulgadas.

Figura 2.6

Campana Prop. Area Empaque

De acuerdo a los cálculos realizados durante el capítulo, se puede estar seguro que las campanas de succión con las características expuestas pueden succionar un pañal si existe un flujo de aire igual a **2208 pies cúbicos por minuto**.

CAPITULO 3

Cálculo de Pérdidas en el Sistema Neumático

3.1. Introducción

En un sistema real los cambios de dirección, de velocidad, y la fricción del aire sobre las superficies de los ductos, producen pérdidas de energía debido a las colisiones de las moléculas de aire cuando éstas varían su velocidad y dirección. La energía que en un momento dado producía el flujo, se va transformando en energía térmica la cual no es recuperable.

La necesidad de conocer con mayor exactitud estos fenómenos, motivó a los científicos de principios de siglo a obtener respuestas en forma experimental. Así, en 1945 fue publicada una tabla de fricciones para ductos estándar galvanizados, la cual es probablemente la tabla de mayor uso en la actualidad para este tipo de información. Las pérdidas pueden ser calculadas para velocidades en los rangos de 1200 a 6000 pies por minuto con errores menores al 5%.

En este capítulo se analizarán las pérdidas que sufre este sistema debido a la fricción del aire contra las paredes de los ductos, a las turbulencias y cambios de dirección en los codos y puertos de succión, y a pérdidas específicas de otros equipos.

3.2. Aspectos Teóricos

3.2.1. Presión Estática, de Velocidad y Total

Un fluido para que se mueva requiere que se le aplique energía, el aire que se debe forzar a través de una ductería, debe ser impulsado por una determinada energía; mientras mayor sea la energía aplicada, éste se moverá más rápidamente. En un sistema neumático la energía es suministrada al girar las aspas de un ventilador, las cuales impulsan al aire, comprimiéndolo temporalmente y así incrementando las colisiones entre moléculas, lo cual aumenta la presión estática. Debido a que los impactos de las moléculas ocurren en todas direcciones, la compresión del aire creará presión en todas direcciones.

Se puede decir que este aire se encuentra confinado entre las aspas y la carcasa del ventilador, así que el único lugar donde puede fluir es hacia zonas de menor presión. Las moléculas que emigran congestionan a las moléculas que se encuentran río abajo, aumentando con esto la presión en esta zona. Este congestionamiento (aumento de presión), provoca nuevas fuerzas de migración aún más adelante. Esto continúa hasta llegar a la salida del ducto.

Mientras tanto, en la entrada del ventilador el aire disminuyó su presión ya que parte de las moléculas de aire que ahí se encontraban fueron expulsadas por las aspas del ventilador. Al momento de ser expulsadas disminuye la presión en la entrada del ventilador, provocando la migración de aire hacia esa zona. La reducción de presión creada en la entrada del ventilador es comunicada a todo lo largo del ducto hasta la campana de succión.

La magnitud de presiones creadas a la entrada y a la salida del ventilador dependerá del grado de dificultad para que haya un flujo de aire en el sistema. Mientras mayor sea la dificultad para empujar un flujo de aire a través de un sistema, mayor será la presión estática que el ventilador tendrá que generar. Para una

frecuencia de rotación dada, mientras mayores sean los impedimentos para que exista un flujo, mayor será la presión que un ventilador tendrá que lograr y menor la cantidad de aire que podrá mover.

Debido a que el flujo de aire y la presión son generados por los impactos de las aspas de un ventilador contra el aire, mientras mayor sea el giro de las aspas, mayor la energía suministrada a las moléculas de aire, lo que resultará en mayor presión y mayor flujo.

Pero no solamente se requiere presión para lograr vencer los obstáculos en un sistema, sino que también se requiere para poder acelerar aire de una velocidad a otra. Así, a la presión requerida para el movimiento del aire se le llama presión de velocidad y su magnitud se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$VP = \frac{\rho V^2}{2g} \quad (3)$$

Siendo:

VP = Presión de velocidad

r = Densidad del aire

V = Velocidad del aire

g = Aceleración de la gravedad

Si se desea calcular en pulgadas de agua y con una densidad del aire de 0.06370 libras por pie cúbico⁽¹⁾, se tiene:

$$VP = 0.85 \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad \text{Ec. 3.1} \quad (4)$$

⁽¹⁾Densidad del aire a 70 grados F. y a una altitud de 4500 pies sobre el nivel medio del mar.

Si no existieran ineficiencias en un sistema, únicamente se requeriría energía para acelerar al aire a su velocidad final. En los sistemas reales hay impedimentos para tener un flujo de aire, así la presión estática requerida en cualquier punto para obtener un flujo de aire particular es igual a la suma de la presión estática requerida para vencer los impedimentos (llamados "pérdidas" de aquí en adelante), que han ocurrido hasta ese punto, más la aceleración para pasar de la velocidad inicial al final.

Así tenemos que:

$$SP = SP_{p\acute{e}rdida} + SP_{aceleraci\acute{o}n} \quad [9]$$

Siendo:

$$SP_{aceleraci\acute{o}n} = VP_a - VP_b$$

La presión total se define como la suma de la presión estática y la presión de velocidad.

3.2.2. Distribución de Flujos de Aire

Un sistema neumático complejo es en realidad un grupo de sistemas simples conectados a un ducto principal común. Es por esto que al diseñar un sistema en el que se tengan varios ramales y/o puntos de succión, se requiere de un análisis de pérdidas individual para cada ramal.

Debido a que el aire siempre toma el camino de menor resistencia, es crucial balancear correctamente las pérdidas que se tienen en cada rama.

En cualquier unión siempre se realiza un balance natural; esto quiere decir que el flujo volumétrico se distribuye automáticamente de acuerdo a los requerimientos de presión estática en cada rama.

Para obtener la distribución de flujo volumétrico deseado en un sistema complejo, se debe asegurar que el flujo en los ductos que entran a una unión tengan cálculos iguales de requerimientos de presión estática.

El procedimiento adecuado para obtener los flujos de aire requeridos⁽¹⁾ en cada uno de los ramales, es el siguiente:

- a.- Una vez calculadas las pérdidas (la presión estática requerida), en cada una de las ramas, se debe escoger aquélla que sea mayor. A esta pérdida se le denominará como P_j .
- b.- A menos que la presión estática requerida P_{req} , para vencer a las pérdidas en cada rama, sea la misma; una de las dos tendrá una mayor presión estática para lograr el flujo objetivo Q_o .

El flujo real Q_r se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$Q_r = Q_o \left(\frac{P_j}{P_{req}} \right)^{0.5} \quad \text{Ec. 3.2}^{(1)}$$

- c.- Si el flujo resultante Q_r es mayor en un 5% al del flujo objetivo Q_o , entonces se deberán hacer cambios físicos en el ducto (disminución del diámetro del ducto, codos con un radio menor, etc.), que está recibiendo un flujo excesivo logrando de esta forma aumentar sus pérdidas y así igualar los dos ramales.
- d.- Una vez hechos los cambios se deberán repetir los puntos a,b,c hasta que se obtengan los resultados deseados.

⁽¹⁾Procedimiento tomado del libro Industrial Ventilation Training Manual (Washington, Steven E. Guffey, 1992)

3.2.3. Cálculo de Pérdidas

El método que se utilizará para calcular los requerimientos de presión está basado en el hecho de que las pérdidas debidas a la fricción y a los cambios de dirección en los ductos, guardan estrecha relación con la presión de velocidad y pueden ser calculadas al multiplicar un factor (función de la geometría y rugosidades de la campana, ducto, codo, y/o unión), por la presión de velocidad en ese elemento.

Factores de Pérdidas en la Campana de Succión

En general, las campanas tienen una sola pérdida de energía significativa. Debido a su geometría, conforme el aire entra al ducto, se genera una contracción. Esta contracción es delimitada por el mismo flujo de aire (ver fig. 3.1 superior). Cuando el área transversal por donde circula un fluido sufre una contracción o expansión, hay una transformación de energía. Esta transformación se debe al cambio de presión estática a presión de velocidad (ver fig. 3.1 inferior). Cuando se rebasa el punto de contracción el área de circulación se incrementa al diámetro del ducto y la presión de velocidad se convierte nuevamente en presión estática. Mientras mayor sea la contracción, mayores serán las pérdidas de energía y por lo tanto mayor será la presión estática que tengamos que vencer.

En una campana simple la presión estática requerida⁽¹⁾ para que se genere el flujo de aire deseado es:

$$SP_h = VP_d + h_e \quad [3]$$

Siendo:

SP_h = Presión estática requerida para la campana

h_e = Pérdida por la entrada

VP_d = Presión de velocidad en el ducto

La pérdida antes mencionada se puede expresar como un coeficiente (función del tipo de campana), multiplicado por la presión de velocidad. Es decir:

$$SP_h = VP_d + F_h VP_d \quad \text{Ec. 3.3} \quad [3]$$

⁽¹⁾La presión de velocidad representa la presión necesaria para acelerar el aire exterior a la velocidad del aire en el ducto.

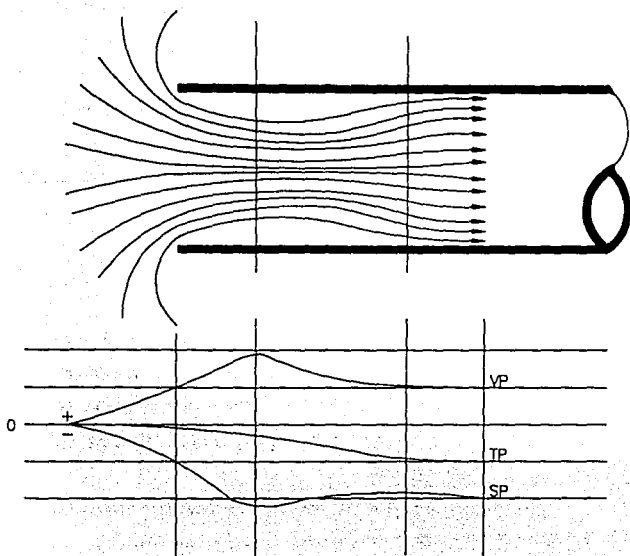


Figura 3.1

Flujo de Aire en Campana

Factores de Pérdida en Tramos Rectos

Dado que las pérdidas son proporcionales a la presión de velocidad del fluido⁽¹⁾ y son función de la velocidad y la geometría del ducto, se utilizarán las tablas "Pérdida por Fricción"⁽¹⁾ (ver fig. 3.2), las cuales permiten obtener un factor de fricción en ductos con las siguientes características:

- a.- Ductos galvanizados redondos con aproximadamente 40 uniones por cada 100 pies (fabricación estándar).
- b.- Rugosidad superficial absoluta (k), igual a 0.0005 pies.
- c.- El fluido es aire estándar.

Las tablas fueron calculadas en función a la siguiente fórmula:

$$Factor = \frac{0.4937}{Q^{0.079} D^{1.066}} \quad \text{Ec. 3.4}^{(2)}$$

Siendo:

Q = Gasto en pies cúbicos por minuto

D = Diámetro del ducto en pulgadas

El factor obtenido es por pie de ductería

Una vez obtenido el factor de pérdida por pie de ductería, se multiplica por la presión de velocidad y por la longitud del ducto para así obtener la pérdida total en pulgadas de agua.

⁽¹⁾Información tomada del libro Industrial Ventilation Training Manual (Washington, Steven E. Guffey, 1992).

⁽²⁾Figuras 5-18a y 5-18b del libro Industrial Ventilation Manual (Ohio, ACGIH, 1992)

J-Square Computing Company
 307 Sunrise Drive
 Flushing, MI 48433

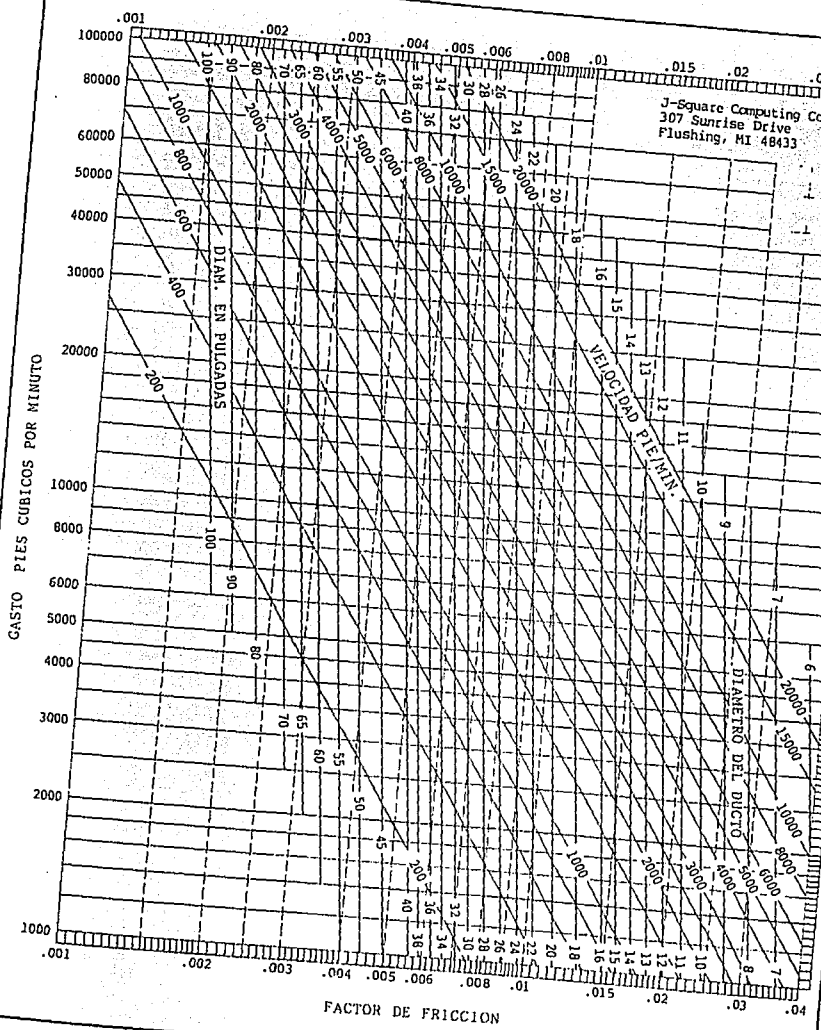


Figura 3.2

Pérdida por Fricción

La pérdida en un tramo recto de ductería es:

$$SP_d = (\text{Factor}) * (V_p)(\text{long. en pies})$$

Ec. 3.5 ^[3]

Factores de Pérdida en Codos

Debido a que los codos estándar en el sistema mantienen un diámetro uniforme a todo lo largo, las pérdidas por aceleración no existen. Por esto, los requisitos de presión estática en los codos se deben únicamente a las pérdidas por el cambio de dirección. Estas pérdidas son calculadas con la siguiente fórmula:

$$SP_e = (F_f)(VP)(\text{codos de } 90 \text{ grados}) \quad \text{Ec. 3.6}^{(1)}$$

Siendo:

VP = Presión de Velocidad

F_f = Factor de Fricción

Para condiciones de ventilación industrial, el factor **F_f** es determinado únicamente por la geometría del codo⁽¹⁾. Mientras mayor sea el radio de curvatura el valor de **F_f** será menor. Es importante aclarar que el tener un radio mayor a 2.5 veces el diámetro del ducto no reduce significativamente las pérdidas en el codo. En la tabla 3.3 está tabulado el factor **F_f** para los diferentes radios de curvatura.

En el caso de que el codo no sea de 90 grados, las pérdidas son proporcionales⁽¹⁾ a los grados del codo.

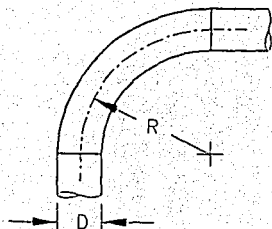
Factores de Pérdida en Unión de Ramales

Los factores que determinan las pérdidas cuando se unen 2 o más flujos de aire son:

a.- Geometría de la unión (ver fig. 3.4)

⁽¹⁾Información tomada del libro Industrial Ventilation Training Manual (Washington, Steven E. Guffey, 1992).

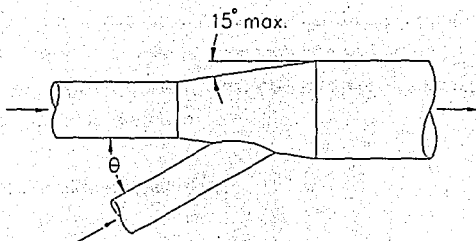
⁽²⁾Información tomada de la tabla 5.20 del libro Industrial Ventilation (Ohio, ACGIH, 1992).



R/D	FACTOR DE PERDIDA
2.75	0.26
2.50	0.22
2.25	0.26
2.00	0.27
1.75	0.32
1.50	0.39
1.25	0.55

Figura 3.3

Pérdida en Codos



ANGULO EN GRADOS	FACTOR DE PERDIDA EN LATERAL DE LA UNION
10	0.06
15	0.09
20	0.12
25	0.15
30	0.18
35	0.21
40	0.25
45	0.28
50	0.32
60	0.44
90	1.00

Figura 3.4

Pérdida en Uniones

b.- Aceleración o desaceleración de los fluidos

Desde un punto de vista geométrico, lo que se debe cuidar al escoger un tipo de unión es el ángulo en el que intersecta la lateral al ducto principal. Por ejemplo, si el ángulo es de 10 grados, la pérdida será aproximadamente un 6% de la presión de velocidad que se tenga en el ducto. Un ángulo de 90 grados representa una pérdida del 100% de la presión de velocidad.

La forma de calcular esta pérdida es:

$$SP_{lat} = (F_{lat})(V_p) \quad \text{Ec. 3.7}^{(4)}$$

Siendo:

V_p = Presión de velocidad

F_{lat} = Factor de pérdida en la lateral de una unión

Si se analizan las aceleraciones (positivas o negativas) en una sección de nuestro sistema se verá que son debidas principalmente a las limitantes que se tienen para poder obtener ductos de todo tipo de diámetros, provocando esto que haya lugares con diámetros mayores o menores de los que se requieren en el momento de unirse dos o más flujos.

Normalmente pequeñas variaciones de velocidad no representan una pérdida importante; pero hay situaciones en las que el diseño tiene que considerar estas pérdidas de energía para asegurar un desempeño adecuado del sistema.

El procedimiento para calcular estas pérdidas es el siguiente:

- a.- Calcular la presión de velocidad que se debería tener al unirse los dos flujos de aire.

Esto se logra utilizando la siguiente fórmula:

$$VP_r = \left[\frac{Q_1 + Q_2}{4005(A_1 + A_2)} \right]^2 (0.85) \quad \text{Ec. 3.8}^{[3]}$$

Siendo:

VP_r = Presión de velocidad resultante

Q₁ = Flujo en el ducto 1

Q₂ = Flujo en el ducto 2

A₁ = Área transversal del ducto 1

A₂ = Área transversal del ducto 2

- b.- Si la presión de velocidad en la salida de la unión es mayor que **VP_r**, hubo una aceleración y por lo tanto una pérdida en la presión estática. Esta pérdida se calcula con la siguiente fórmula:

$$SP_3 = SP_1 + (VP_3 - VP_r) \quad \text{Ec. 3.9}^{[3]}$$

Siendo:

SP₃ = Presión estática en el principal

SP₁ = Presión estática en ramal 1 o 2 (aquel donde se tenga un mayor requerimiento)

VP₃ = Presión de velocidad en el principal

3.3. Cálculo de Pérdidas

El sistema actual (ver fig. 1.3), está diseñado para transportar el producto que es rechazado por la máquina al cuarto de merma.

Este sistema cuenta con una campana de succión para capturar el producto que es rechazado automáticamente por la máquina. Esta campana está conectada a un ducto galvanizado estándar el cual consta de los siguientes elementos:

- a.- 31 tramos de ducto en espiral de 12" de diámetro. 10 pies de longitud cada uno.
- b.- 6 codos de 90 grados de 12" de diámetro y 24" de radio.
- c.- 2 codos de 45 grados de 12" de diámetro y 24" de radio.

Al final de este ducto, se encuentra conectado un separador neumático, el cual funciona como una trampa para separar el producto del aire. Este separador esta conectado al ventilador del sistema el cual a su vez tiene su descarga en los filtros de aire.

El sistema propuesto (ver fig. 1.7), busca utilizar el equipo (ductos, separador neumático, ventilador y filtros), ya instalado para anexar una campana de succión en el área de empaque.

En base a los requerimientos de flujo que se obtuvieron en el capítulo anterior, es necesario diseñar el ducto (ramal), adecuado para conectar la campana de succión del área de empaque con el actual sistema de rechazo.

El rediseño del sistema está ilustrado en la figura 3.5. Este rediseño consta de:

- a.- 38 pies de ductería estándar
- b.- 2 codos de 90 grados
- c.- 1 campana de succión
- d.- 1 lateral de 45 grados de 12" x 10" x 10"

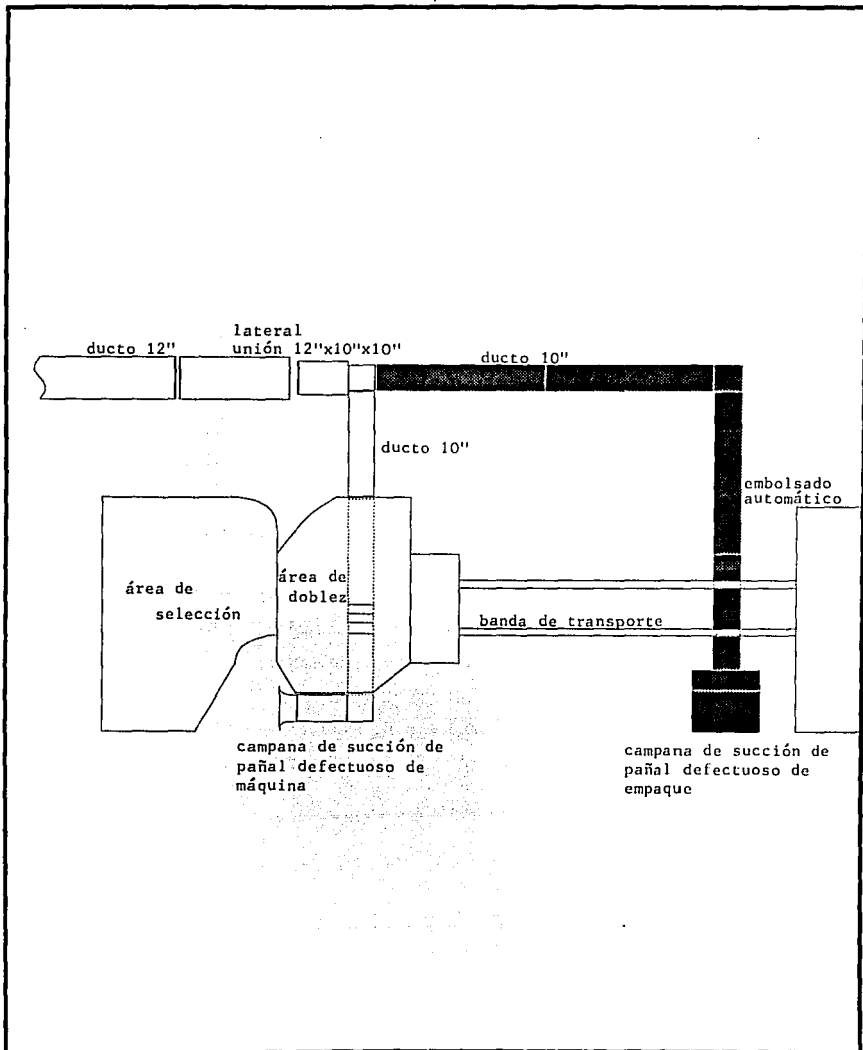


Figura 3.5

Diseño Propuesto

Tanto el sistema actual como el sistema propuesto requieren de un análisis en secciones. Al realizar de esta manera el estudio es más sencillo determinar puntos críticos, facilitando la conjunción de los dos sistemas. El análisis se iniciará río arriba e irá cubriendo cada elemento de ambos diseños. En la figura 1.7 se ilustran estas secciones.

3.3.1. Pérdidas en la Sección A - B

Presión estática requerida en la campana de succión

Anteriormente se vió cómo las pérdidas en la campana de succión son función de la geometría y de la presión de velocidad.

Se considera que el diseño de la campana actual es el adecuado, ya que además de estar desempeñando su función sin ningún problema, se puede ver en la figura 3.7 que su geometría es la de menor coeficiente de pérdida.

Datos:

$F_h = 0.04$ (ref. campana tipo "bellmouth" en la figura 3.7)

$VP = 0.8684$ pulgadas de agua (ref. presión de velocidad para un flujo cuya velocidad es 4048 pies por minuto)

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.3, se tiene que la pérdida en la campana de succión es:

$$SP_h = (0.04)(0.8684) + (0.8684)$$

$$SP_h = 0.9031 \text{ " } H_2O$$

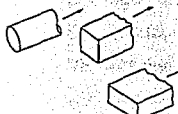
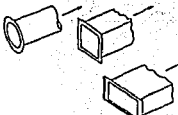


TIPO DE CAMPANA	DESCRIPCION	COEFICIENTE DE ENTRADA	PERDIDA DE ENTRADA (F_h)
	SENCILLO	0.72	0.93
	COLLARIN	0.82	0.49
	ESMERILADORA	0.78	0.65
		0.85	0.40
	BELL MOUTH	0.98	0.04

Figura 3.7

Ejemplos de Campanas

Presión estática requerida en la ductería

A continuación se listan los datos necesarios para poder calcular los requerimientos en esta sección del sistema.

Datos:

Q = 2208 pies cúbicos por minuto (ref. capítulo 2)

D = 10 pulgadas (diseño del sistema propuesto)⁽¹⁾

VP = 0.8684 pulgadas de agua

L = 26 pies (diseño del sistema actual)

El factor de pérdida se obtiene sustituyendo **Q** y **D** en la ecuación 3.4.

$$Factor = \frac{0.4937}{2208^{0.079} 10^{1.066}}$$

$$Factor = 0.0231$$

Los requerimientos de presión se obtienen sustituyendo la longitud, la presión de velocidad y el factor de pérdida en la ecuación 3.5.

$$SP_d = (0.0231)(0.8684)(26)$$

$$SP_d = 0.5215" H_2O$$

⁽¹⁾La decisión de cambiar el ducto de 12 a 10 pulgadas en este tramo, se tomó en función de las pérdidas que se tendrían río abajo si se deseaba mantener el mismo flujo para lograr conservar la velocidad de aire necesaria.

Presión estática requerida en los codos

Los datos necesarios para poder conocer los requerimientos de presión en los codos de un ducto son:

VP = 0.8684 pulgadas de agua

$F_r = 0.27$ (ref. codo R/D=2.00 ver figura 3.3)

de Codos = 3.5 (diseño del sistema propuesto)

Al sustituir en la ecuación 3.6 obtenemos:

$$SP_c = (0.27)(0.8684)(3.5)$$

$$SP_c = 0.8206" H_2O$$

Pérdida en la lateral de la unión

Datos:

$F_{lat} = 0.28$ (ref. figura 3.4, ángulo del lateral = 45 grados)

VP = 0.8684 pulgadas de agua

Sustituyendo:

$$SP_{lat} = (0.8684)(0.28)$$

$$SP_{lat} = 0.2432" H_2O$$

Presión estática total requerida en el tramo A - B

"Para ductos en el lado de succión de un ventilador, la presión estática en cualquier punto del principal, es igual a la suma de las presiones de los componentes que se encuentren río arriba del punto"⁽¹⁾.

Tomando esta definición para calcular los requerimientos totales, se puede decir que:

$$SP_t = SP_h + SP_d + SP_e + SP_j + P_{lat} \quad 3.10$$

Siendo:

SP_t = Presión estática total

SP_h = Presión estática requerida en la campana

SP_d = Presión estática requerida en el ducto

SP_e = Presión estática requerida en los codos

P_{lat} = Pérdida en la lateral de la unión

Sustituyéndose los valores anteriormente calculados en la ecuación:

$$SP_t = 0.9031 + 0.5215 + 0.8206 + 0.2432$$

$$SP_{tA.B} = 2.4884" H_2O$$

3.3.2. Pérdidas en el Sección C - B

Esta sección corresponde a los ductos y a la campana de succión localizada en el área de empaque.

⁽¹⁾Definición tomada del libro Industrial Ventilation Training Manual (Washington, Steven E. Guffey, 1992)

Presión estática requerida en la campana de succión

De la figura 3.7 se puede obtener el coeficiente de pérdida para la campana de succión propuesta. Los datos para conocer la presión estática requerida son:

$F_h = 0.49$ (ref. campana tipo "Collarín" en la figura 3.7, la cual es la configuración más adecuada para esta aplicación.)

$VP = 0.8684$ pulgadas de agua

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.3, tenemos que la pérdida en la campana de succión es:

$$SP_h = (0.49)(0.8684) + (0.8684)$$

$$SP_h = 1.2938" H_2O$$

Presión estática requerida en la ductería

A continuación se listan los datos necesarios para poder calcular los requerimientos en esta sección del sistema.

Datos:

$Q = 2208$ pies cúbicos por minuto (ref. capítulo 2)

$D = 10$ pulgadas (diseño del sistema propuesto)

$VP = 0.8684$ pulgadas de agua

$L = 38$ pies (diseño del sistema propuesto)

El factor de pérdida se obtiene sustituyendo **Q** y **D** en la ecuación 3.4.

$$Factor = \frac{0.4937}{2208^{0.079} 10^{1.066}}$$

$$Factor = 0.0231$$

La presión estática necesaria para vencer las pérdidas del ducto se obtiene sustituyendo la longitud, la presión de velocidad y el factor de pérdida en la ecuación 3.5.

$$SP_d = (0.0231)(0.8684)(38)$$

$$SP_d = 0.7622" H_2O$$

Pérdidas en Codos

Los datos necesarios para poder conocer los requerimientos de presión en los codos de un ducto son:

VP = 0.8684 pulgadas de agua

F_v = 0.27 (ref. codo R/D=2.00 ver figura 3.3)

de Codos = 2 (diseño del sistema propuesto)

Al sustituir en la ecuación 3.6 obtenemos:

$$SP_c = (0.27)(0.8684)(2)$$

$$SP_r = 0.8649'' H_2O$$

Presión estática total requerida en el tramo C - B

Los datos para calcular la presión estática total son:

$$SP_n = 1.2938 \text{ pulgadas de agua}$$

$$SP_d = 0.7622 \text{ pulgadas de agua}$$

$$SP_e = 0.4689 \text{ pulgadas de agua}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.10, tenemos:

$$SP_{TCB} = 1.2938 + 0.7622 + 0.4689$$

$$SP_{TCB} = 2.5249'' H_2O$$

3.3.3. Presión Estática requerida después de la Unión

Para facilitar el análisis, la figura 3.8 muestra un esquema de los flujos involucrados en la unión.

Hasta el momento se han calculado las pérdidas o los requerimientos de presión estática para poder tener los flujos deseados en los ductos. El método para calcular los requerimientos después de la unión, presupone que en este punto únicamente existe una presión estática que gobierna el flujo en ambos ductos. Para asegurarles un flujo mínimo adecuado se debe de considerar que la presión gobernante es la mayor de ambos ramales.

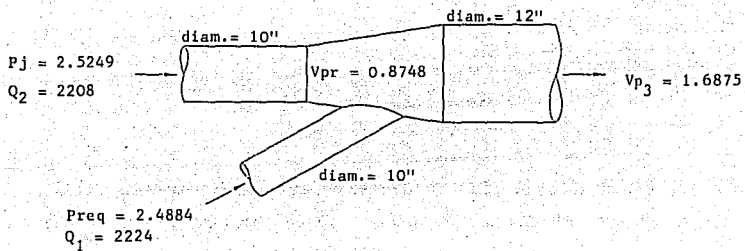


Figura 3.8

Presión Estática en Unión

Si la diferencia de presiones en las dos secciones es considerable, el flujo en el ramal cuya presión no fue la gobernante va a ser inadecuado.

Cálculo de flujos

Datos:

$Q_o = 2208$ pies cúbicos por minuto

$P_1 = 2.5249$ (ref. Presión Estática Sección C - B)

$P_{no} = 2.4884$ (ref. Presión Estática Sección A - B)

Sustituyéndolos en la ecuación 3.2 se tiene:

$$Q_r = 2208 \left(\frac{2.5249}{2.4884} \right)^{0.5}$$

$$Q_r = 2224 \text{ pies cúbicos por minuto}$$

Dado que el valor de Q_r no es mayor en un 5% a Q_o , se puede considerar que los requerimientos de presiones estáticas son lo suficientemente parecidos y no es necesario hacer ajustes físicos en el sistema.

La secuencia de cálculos que se han realizado en ambos ramales nos permite conocer con certeza el requerimiento de presión estática en el punto exactamente anterior a donde se unen los flujos; pero en el punto siguiente, es decir, donde se unen las dos corrientes, el requerimiento de presión estática es mucho mayor. Esto se debe a la aceleración del fluido (por lo tanto un aumento de presión de velocidad), a partir de este punto, debido a que el ducto mantiene un diámetro de 12 pulgadas aún cuando el flujo que maneja aumenta en un 100%.

Con los siguientes datos se puede calcular las pérdidas debido a la aceleración:

$Q_1 = 2224$ pies cúbicos por minuto (ref. flujo del tramo A - B)

$Q_2 = 2208$ pies cúbicos por minuto (ref. flujo del tramo C - B)

$A_1 = 0.5454$ pies cuadrados (ref. área del ducto tramo A - B)

$A_2 = 0.5454$ pies cuadrados (ref. área del ducto tramo C - B)

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.8:

$$VP_r = \left[\frac{2224 + 2208}{4005(0.5454 + 0.5454)} \right]^2 (0.85)$$

$$VP_r = 0.8748'' H_2O$$

Esta es la presión de velocidad que se debería tener si el área transversal del ducto principal fuera igual a la suma de las áreas transversales de los ductos que llegan a la unión.

Ya que el ducto principal mantuvo un diámetro de 12 pulgadas, la presión de velocidad real en este ducto es:

Datos:

$Q = 4432$ pies cúbicos por minuto (ref. suma del flujo de los ramales)

$A = 0.7854$ pies cuadrados (ref. área del ducto principal)

Sustituyendo en ecuación 3.1:

$$VP_s = \left[\frac{4432}{(4005)(0.7854)} \right]^2 (0.85)$$

$$VP_3 = 1.6875" H_2O$$

La diferencia de presiones de velocidad VP_3 y VP_1 , indica la presión requerida para acelerar el fluido en el ducto principal. Si al resultado de esta presión se le suma la presión estática gobernante de la unión, se obtiene la presión estática requerida para vencer las pérdidas río arriba en ambos ramales y lograr la aceleración necesaria del fluido.

Datos:

$$SP_1 = 2.5249 \text{ pulgadas de agua (ref. presión estática gobernante)}$$

$$VP_3 = 1.6875 \text{ pulgadas de agua}$$

$$VP_1 = 0.8748 \text{ pulgadas de agua}$$

Sustituyendo en ecuación 3.9.

$$SP_3 = 2.5249 + (1.6875 - 0.8748)$$

$$SP_3 = 3.2976" H_2O$$

3.3.4. Pérdidas en Ductos y Codos en la Sección B - D

La sección B - D corresponde de la unión de los dos ramales hasta la entrada del separador neumático. En él se encuentra el tramo más largo de ductería y por lo mismo una pérdida importante.

A continuación se presentan los datos, la sustitución en las ecuaciones y los resultados de estos elementos en esta sección.

Pérdidas por fricción en la ductería

Datos:

Q = 4432 pies cúbicos por minuto (ref. Suma de flujos de ambos ramales)

D = 12 pulgadas (diseño del sistema propuesto)⁽¹⁾

VP = 1.6875 pulgadas de agua (ref. VP₃)

L = 320 pies (diseño del sistema actual)

El factor de fricción se obtiene sustituyendo los datos en la ecuación 3.4.

$$Factor = \frac{0.4937}{4432^{0.079} 12^{1.066}}$$

$$Factor = 0.018$$

La presión estática requerida para vencer las pérdidas por fricción se obtiene sustituyendo los datos en la ecuación 3.5.

$$SP_d = (0.018)(1.6875)(320)$$

$$SP_d = 9.7133" H_2O$$

⁽¹⁾Se mantiene el ducto de 12 pulgadas debido al alto costo que implicaría cambiarlo por uno de mayor diámetro.

Pérdidas en Codos

Datos:

VP = 1.6875 pulgadas de agua (ref. VP₁)

F₁ = 0.27 (ref. codo R/D=2.00 ver figura 3.3)

de Codos = 4 (diseño del sistema actual)

La pérdida generada por los codos en el sistema se obtiene sustituyendo los datos en la ecuación 3.6.

$$SP_c = (0.27)(1.6875)(4)$$

$$SP_c = 1.8225$$

Presión estática total requerida en el tramo B - D

Datos:

SP_a = 9.7133 pulgadas de agua

SP_c = 1.8225 pulgadas de agua

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.10, se tiene:

$$SP_{1B-D} = 9.7133 + 1.8225' H_2O$$

$$SP_{1B-D} = 11.5358'' H_2O$$

3.3.5. Pérdidas en el Separador Neumático

Breve descripción de su operación

El separador neumático separa el aire del producto, depositando a éste en una banda de transporte y removiendo el aire a través de una malla perforada.

El separador consiste de 3 partes principalmente: la paleta superior, la paleta inferior y el sistema de transmisión.

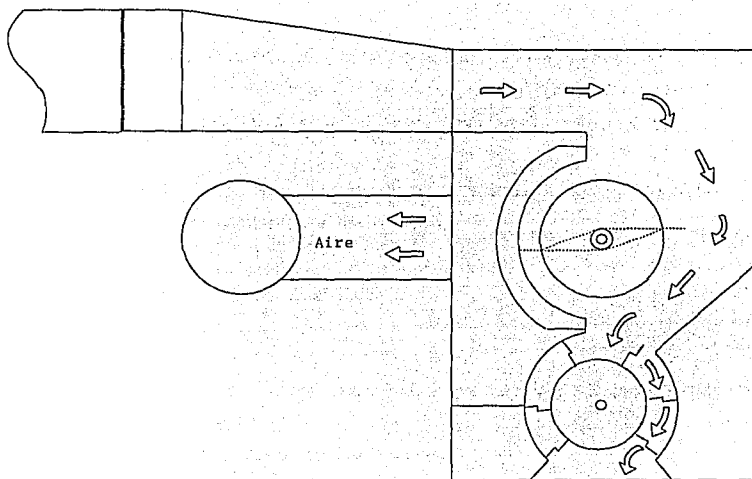
El sistema opera de la siguiente manera (ver fig. 3.9):

Al momento en que el aire/producto entran al separador, sufren una desaceleración. Esta desaceleración hace que el producto caiga directamente en la paleta inferior, y al girar ésta deposite el producto en una banda de transporte. El aire a su vez cambia su dirección 90 grados para dirigirse hacia la malla (punto de succión), y continuar su viaje al ventilador. En el caso dado de que el producto no sea lo suficientemente pesado para caer en la paleta inferior, queda atrapado en la malla. Para evitar que ésta se tape, la paleta superior limpia la malla constantemente y manda todo este producto nuevamente a la corriente de aire.

La paleta inferior además de depositar el producto en la banda tiene como función sellar la cámara del separador.

Pérdidas

Hasta el momento, el cálculo de pérdidas realizado se basaba en los requerimientos de presión estática necesaria para vencer la fricción, los cambios de dirección, etc. En este equipo las pérdidas que se deben de considerar por su magnitud son las fugas a través de la paleta inferior.



producto (pañal)

Figura 3.9

Separador Neumático

De acuerdo a las especificaciones del fabricante⁽¹⁾, del separador neumático D-147 modelo 48, se tiene la siguiente información:

Trabajando a su máxima capacidad que son 5700 pies cúbicos por minuto, se tienen fugas aproximadas de 1500 pies cúbicos por minuto. Siempre y cuando los sellos estén en buen estado, y la velocidad de la paleta inferior sea igual a 322 revoluciones por minuto.

3.3.6. Pérdidas en Ductos y Codos en la Sección D - E

La sección D - E corresponde al tramo de ducto entre el separador neumático y la unidad de filtros. Aún cuando este tramo es muy corto (10 pies de longitud), tiene una pérdida importante debido a la presión de velocidad tan alta que maneja.

A continuación se presentan los datos, la sustitución en las ecuaciones y los resultados de estos elementos en esta sección.

Pérdidas por fricción en la ductería

Datos:

Q = 5932 pies cúbicos por minuto (ref. Suma del flujo B - D con la pérdida en el separador neumático)

D = 12 pulgadas (diseño del sistema actual)

VP = 3.022 pulgadas de agua

L = 10 pies (diseño del sistema actual)

⁽¹⁾FIBER CONTROLS CORPORATION, P.O. Box 1358 Gastonia, NC 28053, U.S.A.

El factor de fricción se obtiene sustituyendo los datos en la ecuación 3.4.

$$\text{Factor} = \frac{0.4937}{5932^{0.079} 12^{1.066}}$$

$$\text{Factor} = 0.01757$$

La presión estática requerida para vencer las pérdidas por fricción se obtiene sustituyendo los datos en la ecuación 3.5.

$$SP_d = (0.01757)(3.022)(10)$$

$$SP_d = 0.53096" H_2O$$

Pérdidas en Codos

Datos:

VP = 3.022 pulgadas de agua

F_r = 0.27 (ref. codo R/D=2.00 ver figura 3.3)

de Codos = 2 (diseño del sistema actual)

La pérdida generada por los codos en el sistema se obtiene sustituyendo los datos en la ecuación 3.6.

$$SP_c = (0.27)(3.022)(2)$$

$$SP_e = 1.6318$$

Presión estática total requerida en el tramo D - E

Datos:

$$SP_e = 0.5396 \text{ pulgadas de agua}$$

$$SP_e = 1.6318 \text{ pulgadas de agua}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.10, se tiene:

$$SP_t = 0.53096 + 1.6318$$

$$SP_{t,D} = 2.1627" H_2O$$

3.3.7. Pérdidas en la Unidad de Filtros

Una vez que el producto fue separado del flujo, se tiene que asegurar que el aire tenga las características de pureza necesarias para poder ser enviado a la atmósfera nuevamente. El diseño de los filtros es tal que nos aseguran una eficiencia de 99.9%, si las partículas en el fluido son mayores a 1 micra.

Las unidades filtrantes que se tienen al final del sistema cumplen con esta función; pero como es de esperarse se incurre en una última pérdida por la resistencia que ofrece el filtrado. Esta resistencia desafortunadamente no se puede calcular ya que está en función de lo limpio que se encuentre el medio filtrante. Así, para cada instante en el tiempo siempre se tiene una resistencia al flujo diferente. La manera

más sencilla de resolver este problema, es estableciendo la máxima resistencia aceptable en el filtro y tomar este valor como constante.

Actualmente el sistema cuenta con un controlador programable lógico, el cual revisa constantemente el diferencial de presión entre el interior del filtro y la atmósfera.

Si el diferencial de presión rebasa el valor de 3 pulgadas de agua, el controlador manda a realizar una limpieza extraordinaria del filtro, evitando de esta manera fuertes variaciones de flujo en la campana de succión.

Si se toman en cuenta estas consideraciones se puede estar seguro que 3 pulgadas de agua es la resistencia máxima en esta parte del sistema.

CAPITULO 4

Cálculo de la Potencia requerida para el Sistema Propuesto

4.1. Introducción

A lo largo de este estudio se han analizado los diferentes sistemas utilizados para disponer de la merma que se genera en el área de empaque. En función a esto se ha propuesto un sistema con el cual se espera mejorar la eficiencia de esta operación. Desafortunadamente los cambios que se requieren realizar para obtener este nuevo sistema, afectan la manera de funcionar del anterior. Es por esto que durante el segundo y tercer capítulos se analizaron los nuevos requerimientos de presión y de gasto para poder decidir qué tipo de ventilador y motor se necesitan en este rediseño.

Normalmente un ventilador se selecciona y se conocen sus características por medio de tablas calculadas por el fabricante. Debido a que estas tablas tienen limitantes cuando se desea un valor exacto, el cálculo se realizará utilizando dos métodos diferentes: el de las tablas del fabricante, y por medio de un programa diseñado por "New York Blower Company", el cual da información más confiable.

4.2. Tablas de Capacidad de los Ventiladores

Las tablas de capacidad y las curvas de desempeño son publicadas por el fabricante considerando un flujo de aire estándar (Densidad = 0.075 libras por pie cúbico). Las variables de desempeño siempre están relacionadas con las condiciones en la entrada del ventilador. Las características de éste son tales que el flujo volumétrico Q no es afectado por el cambio de densidad, pero la presión y la potencia varían directamente con los cambios en la densidad del aire. Es por esta razón que el proceso de selección de un ventilador requiere de datos de flujo volumétrico reales pero presiones equivalentes.

Ya que se conoce el ventilador adecuado para la operación, los pies cúbicos por minuto y la presión estática requeridos; se pueden usar las tablas de capacidad para el ventilador. En la figura 4.1 se muestra esta tabla.

El procedimiento para usar la tabla cuando se tienen factores de corrección por densidad es el siguiente⁽¹⁾:

- a.-El valor de la presión estática requerida se debe multiplicar por el factor de corrección correspondiente a la temperatura (ver fig. 4.2), a la altitud (ver fig. 2.3), y al aire enrarecido (ver fig. 4.3).
- b.-Con este valor corregido de presión estática y gasto, seleccionar en la tabla de la figura 4.1, las coordenadas que más se aproximen a nuestros valores. Esto permitirá conocer los valores de velocidad angular y potencia según las tablas.
- c.-El valor de potencia se deberá dividir entre los factores de corrección para obtener la potencia real requerida.
El valor de velocidad angular obtenido en la tabla, es el correcto.

⁽¹⁾Procedimiento tomado del folleto Quality Equipment Guide (Illinois, New York Blower Company, 1991)

294 LS



CFM	OV	20°SP		22°SP		24°SP		25°SP		26°SP		27°SP		28°SP		29°SP		30°SP		31°SP	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
4992	3200	2018	26.7	2109	29.5	2198	32.2	2281	34.9	2367	35.5	2452	36.7	2540	38.1	2629	40.0	2720	41.1	2813	43.1
5304	3400	2027	28.0	2113	30.9	2203	34.0	2294	36.5	2380	37.1	2468	38.4	2556	40.2	2647	43.8	2739	43.1	2834	44.9
5616	3600	2027	29.4	2121	32.5	2209	35.4	2298	37.7	2384	38.7	2468	40.4	2556	42.0	2645	43.6	2735	45.2	2829	46.8
5928	3800	2035	30.9	2129	34.1	2215	37.1	2304	39.8	2390	40.5	2474	42.7	2562	43.8	2651	45.4	2740	47.2	2826	48.9
6240	4000	2041	32.4	2133	35.7	2220	38.7	2309	41.6	2394	42.4	2478	44.4	2566	45.8	2654	47.4	2742	49.1	2827	50.9
6552	4200	2050	34.0	2139	37.3	2226	40.1	2314	42.4	2401	43.2	2486	45.6	2574	47.6	2662	49.5	2748	51.3	2828	53.9
6864	4400	2057	35.5	2146	38.9	2233	42.5	2320	44.3	2407	45.1	2492	47.7	2580	49.7	2667	51.5	2751	53.1	2831	55.7
7176	4600	2066	37.1	2156	40.7	2241	44.2	2328	46.2	2414	48.0	2500	50.7	2588	51.7	2674	53.6	2748	55.5	2839	57.3
7488	4800	2077	38.9	2163	42.5	2249	46.2	2336	48.1	2422	50.0	2508	52.9	2592	53.8	2679	55.7	2759	57.1	2852	59.5
7800	5000	2086	40.6	2174	44.4	2257	48.1	2344	50.1	2430	52.0	2516	54.7	2600	56.0	2688	57.9	2764	59.8	2863	61.9
8112	5200	2096	42.3	2185	46.3	2267	50.2	2352	52.1	2438	54.1	2524	56.7	2608	58.1	2699	60.2	2781	62.1	2876	64.2
8424	5400	2106	44.1	2195	48.2	2277	52.1	2361	54.2	2446	56.1	2532	58.7	2618	60.5	2711	62.4	2801	64.6	2897	66.5
8736	5600	2117	46.0	2205	50.1	2287	54.2	2371	56.2	2456	58.5	2542	60.7	2628	62.4	2724	64.1	2816	66.7	2916	68.6
9060	5800	2127	47.9	2216	52.1	2297	56.2	2381	58.3	2466	60.6	2552	62.7	2638	64.3	2736	66.0	2831	68.9	2931	70.7
9384	6000	2137	49.0	2228	53.6	2308	58.3	2391	60.4	2476	62.7	2562	64.8	2650	66.5	2752	67.8	2844	70.1	2946	72.6
10608	6800	2201	58.3	2282	63.1	2369	67.1	2452	70.3	2536	72.6	2618	75.0	2700	77.6	2784	80.1	2876	82.8	2976	85.8
11232	7200	2233	63.0	2312	68.0	2399	72.1	2482	75.7	2566	78.3	2648	81.1	2732	83.1	2816	85.9	2907	88.5	3006	91.5

Figura 4.1

Tabla del Ventilador

Factores de Corrección por
Temperatura (F)

Temperatura	Factor
-50	0.77
-25	0.82
0	0.87
20	0.91
40	0.94
60	0.98
70	1.00
80	1.02
100	1.06
120	1.09
140	1.13
160	1.17
180	1.21
200	1.25
250	1.34
300	1.43
350	1.53
400	1.62
450	1.72
500	1.81
550	1.91
600	2.00
700	2.19
800	2.38
900	2.56
1000	2.76

Figura 4.2

Factores de Corrección

Factores de Corrección por
Enrarecimiento

Presión Estática	Factor
5"	1.01
10"	1.03
15"	1.04
20"	1.05
25"	1.07
30"	1.08
35"	1.09
40"	1.11

Figura 4.3

Factores de Corrección

d.-Revisar en la tabla de la figura 4.4 que el valor de la velocidad angular no supere al valor de seguridad máximo.

**Velocidad Angular Máxima
LS/RIM DH**

Tamaño	RPM
194	3984
224	3440
264	2980
294	2610
334	2360
364	2135
404	1905
454	1690

Figura 4.4

Vel. Ang. Máx. Segura

4.3. Cálculo de Potencia

El ventilador que actualmente se tiene trabajando en el sistema de manejo de merma de la máquina es un LS/RIM 294 Serie 30. Este ventilador está diseñado para manejar aire de procesos industriales. El impulsor tiene una geometría tal, que aún cuando el aire contenga partículas o una densidad alta de polvo, su desempeño es adecuado para mantener un flujo de aire constante. Debido a lo anterior, se considera que este mismo ventilador puede realizar correctamente su función para el nuevo sistema.

Para poder calcular la potencia necesaria del motor, se necesita conocer la presión estática requerida del ventilador, y el flujo.

La figura 4.5 ilustra el balance de energías del sistema.

Presión estática del ventilador

El vacío o presión estática negativa que requiere generar el ventilador es igual a la presión estática para contrarrestar las pérdidas del sistema, más la presión estática necesaria para acelerar al fluido; es decir, la presión de velocidad en la entrada del ventilador.

Lo anterior se puede expresar con la siguiente fórmula:

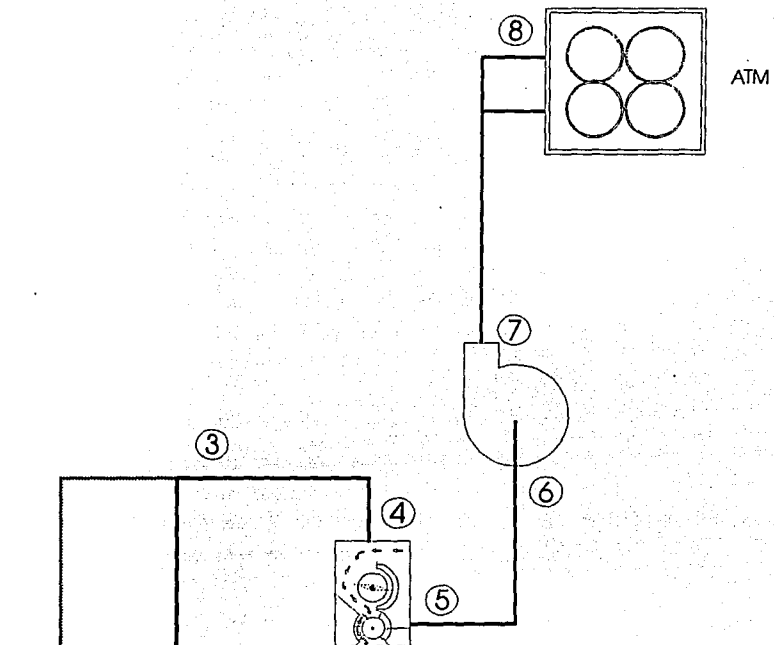
$$FSP = SP_1 + VP_1 \quad \text{Ec. 4.1}^{[3]}$$

Siendo:

FSP = Presión estática del ventilador

SP₁ = Presión estática requerida por el sistema debido a las pérdidas

VP₁ = Presión de velocidad en la entrada del ventilador



ZONA	PRESION ESTATICA	PIES CUBICOS POR MINUTO
1	-2.52	2224
2	-2.48	2208
3	-3.29	4432
4	-14.82	4432
5	-14.82	5932
6	-14.82	5932
7	+5.16	5932
8	+3.00	5932

Figura 4.5

Balace de Energia

La presión estática requerida SP_1 es la suma de la presión requerida después de la unión SP_3 , más la presión requerida en el tramo B - D, más la presión requerida en el tramo D - E, más la pérdida en la unidad de filtros.

Datos:

$$SP_3 = 3.2976 \text{ pulgadas de agua (ref. capítulo 3)}$$

$$SP_{BD} = 11.5358 \text{ pulgadas de agua (ref. capítulo 3)}$$

$$SP_{DE} = 2.1627 \text{ pulgadas de agua (ref. capítulo 3)}$$

$$\text{Pérdida en filtros} = 3 \text{ pulgadas de agua (ref. capítulo 3)}$$

$$SP_1 = 3.2976 + 11.5358 + 2.1627 + 3$$

$$SP_1 = 19.9961'' H_2O$$

La presión de velocidad a la entrada del ventilador es exactamente la misma que la que se tiene al unir los dos ramales, es decir VP_3 (ref. capítulo 3).

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.1. se tiene:

$$FSP = 19.9961 + 1.6875$$

$$FSP = 21.6836'' H_2O$$

Flujo del ventilador

El flujo total que requiere mover el ventilador es la suma del gasto de cada una de las campanas de succión, más la fuga que tiene el separador neumático. Es decir:

$$Q_{\text{ventilador}} = 4432 + 1500$$

$$Q_{\text{ventilador}} = 5932 \text{ pies cúbicos por minuto}$$

Potencia requerida y curva de operación del ventilador

De acuerdo al procedimiento para hacer el cálculo, por medio de las tablas, se tiene:

a.- Factor de corrección:

Temperatura = 1 (ref. tabla 4.2, temperatura 70 g. F.)

Altitud = 1.18 (ref. tabla 2.3, altitud 4500 pies)

Enrarecimiento = 1.04 (ref. tabla 4.3, 15-20 pulgadas)

Multiplicando estos 3 factores por la presión estática requerida, se tiene:

$$SP_{\text{corregida}} = (21.6836)(1.04)(1.18)$$

$$SP_{\text{corregida}} = 26.6101" H_2O$$

- b.-Si se selecciona en la tabla 4.1 el valor de 27 pulgadas de agua (aproximación de 26.6101), y el de 5928 pies cúbicos por minuto (aproximación de 5932), se obtiene que con una potencia de 42.2 Hp y una velocidad angular de 2341 rpm, se pueden tener los requerimientos de presión y flujo.
- c.-El valor encontrado de potencia es un valor que se tiene que corregir, ya que el factor de densidad se utilizó únicamente para poder usar las tablas que están calculadas en condiciones estándar. Por esta razón el valor de potencia real requerida por el ventilador es:

$$Potencia = \frac{42.2}{(1.18)(1.04)}$$

$$Potencia = 34.38Hp$$

- d.-Si se consulta la tabla 4.4 se puede ver que para un ventilador **LS/RIM** de tamaño **294**, la velocidad máxima dentro del rango de seguridad es 2610 rpm. Debido a que esta velocidad es mayor a la requerida, no se detecta que haya ningún problema con este tipo de ventilador.

La curva de operación de este ventilador se presenta en la figura 4.6.

Si se utiliza el programa de computadora, antes mencionado, para calcular la potencia y la velocidad angular, se obtienen los siguientes resultados:

Potencia requerida = 34.00 Hp

Velocidad angular = 2297 rpm

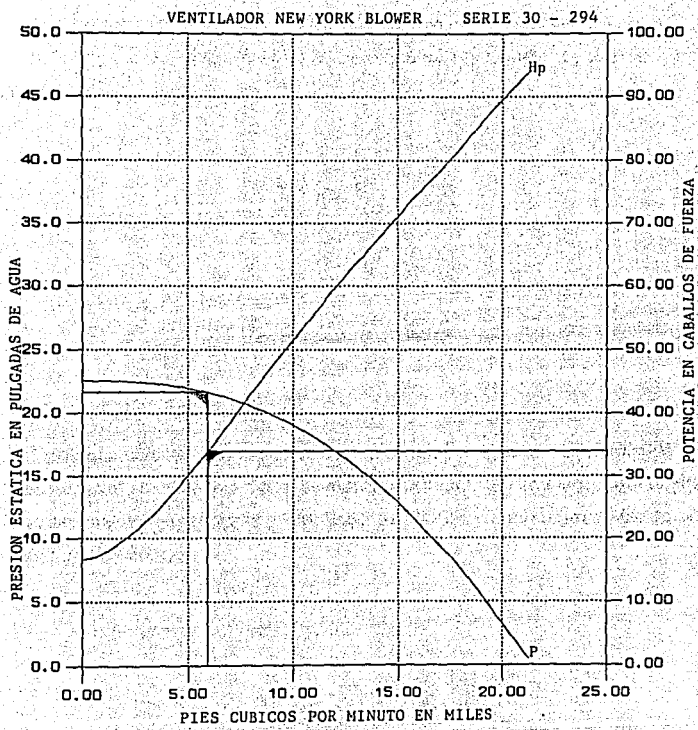


Figura 4.6

Curva del Ventilador

Antes de decidir qué tipo de motor se requiere para obtener una potencia de 34.38 Hp (se tomó el valor dado por el programa ya que es mayor que el encontrado en las tablas), en el ventilador, se deben calcular las pérdidas debidas a la transmisión por medio de bandas tipo V (bandas instaladas actualmente).

Si se consulta la figura 4.7 se puede estimar que el porcentaje de pérdida de la transmisión para una potencia de 34.38 Hp es 4.5%. Por lo tanto la potencia requerida en el motor deberá ser:

$$Potencia_{motor} = \frac{34.38}{1 - 0.045}$$

$$Potencia_{motor} = 36.00Hp$$

Dado que el motor con el que se cuenta actualmente es de 40 caballos de fuerza no es necesario cambiarlo por otro de mayor capacidad. Sin embargo, para obtener la velocidad angular que requiere el ventilador es necesario realizar un cambio de poleas en su transmisión.

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

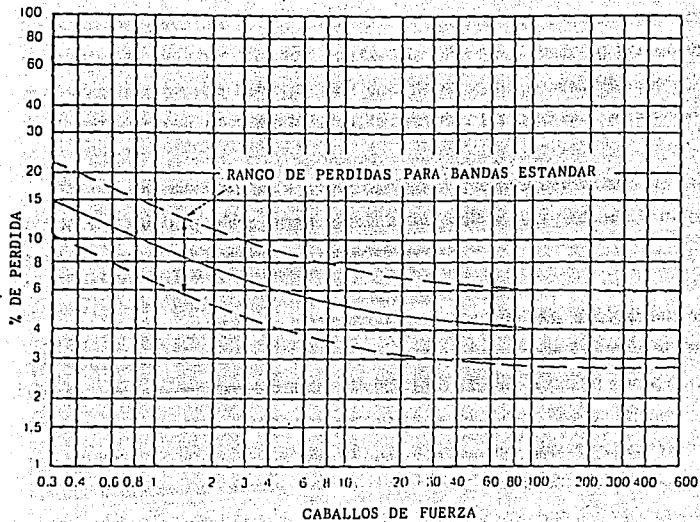


Figura 4.7

Pérdidas en Transmisión

CAPITULO 5

Análisis Económico

Introducción

Los derechos y valores de la vida humana se han convertido en el enfoque primordial de la evolución social en el mundo industrializado. Los científicos modernos del comportamiento humano, Abraham Maslow y Frederick Herzberg, han demostrado que virtualmente cada persona tiene una jerarquía de necesidades emocionales; desde el sentimiento de seguridad hasta los sentimientos de triunfo y realización.

De manera paulatina estos valores han ido apareciendo como parte central de las políticas de las compañías progresistas. Estas políticas han dado, en la mayoría de los casos resultados positivos y sorprendentes.

Las teorías de Desarrollo Humano de Maslow y Herzberg, explican que la gente actúa por razones propias. Estas razones reflejan en última instancia el deseo de satisfacer una necesidad personal. Necesidades básicas, como un salario para vivir y un futuro sin temores, tienden a motivar únicamente cuando hay privaciones. Pero si los empleados perciben una amenaza en sus vidas, ésta absorberá su atención y se enfocarán únicamente a acabar con esta amenaza. Las condiciones adecuadas de trabajo y el trato justo pueden que no eleven al personal a altos niveles de motivación, pero si perciben que no tienen un trato justo, o condiciones insatisfactorias de trabajo, se puede estar seguro que van a perder la motivación, y buscarán otros medios para llegar a sus metas.

El análisis Costo-Beneficio debe incorporar estos conceptos para evaluar correctamente los beneficios intrínsecos que se pueden lograr con una mejora en el lugar de trabajo. Estas mejoras se pueden traducir en un ambiente sano, seguro y

agradable, el cual aun cuando pueda representar un alto costo en la inversión, es seguro que redituará en una condición favorable para el trabajador.

5.1. Costo-Beneficio

El análisis costo-beneficio es una manera o modo de comparar los costos y beneficios de una serie de planes o actividades.

Es utilizado para comparar los resultados económicos en función de las distintas opciones que se tienen, para que de esta forma se pueda determinar si una acción particular tiene o no un beneficio económico.

Los pasos que se deben de seguir para este análisis son los siguientes:

- a.- Determinar los factores de costo
- b.- Determinar los costos asociados a cada factor.
- c.- Determinar los factores de beneficio.
- d.- Determinar los costos asociados a cada factor.

En el caso de que alguno de los factores no pueda ser cuantificable se deberá analizar el campo de fuerzas impulsoras y limitantes que hacen posible u obstaculizan el cambio.

- e.- Se obtiene la relación beneficio por costo.
- f.- Se comparan opciones.

5.2. Análisis de Costos

En el caso particular la siguiente tabla presenta el análisis de costos de la solución propuesta.

Descripción	P.Unit. N\$	P.Total N\$
1.- Campana de succión de lámina galvanizada cal. 20 de 20"x20"x20" con salida a ducto de 10" Cantidad = 1 pza.	339.75	339.75
2.- Ducto tipo spyro de 10 pies de longitud, lámina galvanizada cal. 20 con diámetro interior de 10" Cantidad = 7 pzas.	63.00	441.00
3.- Codo de 90 grados de lámina galvanizada cal. 20 con diámetro interior de 10" Cantidad = 3 pzas.	117.20	351.60
4.- Codo de 45 grados de lámina galvanizada cal. 20 con diámetro interior de 10" Cantidad = 5 pzas.	86.50	432.50
5.- Unión Lateral de 12"x10"x10" de lámina galvanizada cal. 20 Cantidad = 1 pza.	509.50	509.50
6.- Bridas de ángulo tipo Chicago-Metal de 10" de diámetro interior Cantidad = 16 pzas.	93.38	1494.00
7.- Transformación de 10" a 12" de lámina galvanizada cal. 20 Cantidad = 1 pza.	217.50	217.50
8.- Transmisión de poleas marca Woods 3LB de 8.6 y 6.8 pulgadas de diámetro y 3 bandas B51 Cantidad = 1 pza.	1617.00	1617.00
TOTAL N\$		5402.00

Este costo refleja el importe de todo el material requerido para poder realizar las mejoras. En estos precios no se incluye la mano de obra, ya que se piensa que el departamento de mantenimiento preventivo puede ocuparse de este trabajo.

5.3. Análisis de Beneficios

A continuación se listan los beneficios obtenidos al cambiar el sistema de manejo de merma:

- Seguridad en la operación
- Orden y limpieza
- Disminución de riesgos de incendio
- Ahorro del salario directo y prestaciones de un operador del cuarto de merma, para un total de N\$ 2,430.00 mensuales.

5.4. Conclusión

Es evidente que la relación costo-beneficio para las dos opciones que se presentan nos indica que resulta más productiva la opción de rediseñar el sistema de manejo de merma que el mantener la operación como hasta el momento se ha llevado.

Conclusiones

Durante este estudio se hizo un recorrido a lo largo de la operación que involucra al manejo de pañal de merma en el área de empaque. Se empezó con una descripción de los procedimientos y equipos utilizados en dos diferentes plantas que procesan este producto. En la primera existen una infinidad de áreas de oportunidad, pero debido a que no se cuenta con una infraestructura adecuada, a que la maquinaria es obsoleta, y a que se tienen limitaciones de espacio, el pensar en cambiarla representaría una inversión sumamente costosa y de difícil recuperación. Debido a esto, la propuesta que se presentó se dirigió específicamente al segundo sistema en el cual aunque se encontraron serias deficiencias la modificación propuesta es fácilmente factible y poco costosa.

Tanto en el segundo como en el tercer capítulo se presentaron todas las variables que deben considerarse para poder diseñar un sistema neumático de transporte. El análisis se llevó a cabo en secciones para tratar de hacerlo lo más claro posible. El realizarlo de esta manera también ayudó para ubicar y seleccionar áreas en la instalación original que tuvieran fuertes pérdidas de energía. Todo esto con el fin de bajar al máximo los requerimientos de presión estática y evitar la necesidad de cambiar ya fuera el ventilador o el motor.

En el cuarto capítulo se detalló el cálculo de potencias para el sistema propuesto. Debido al alto costo que representa el comprar otro ventilador y otro motor de estas dimensiones (dada la premisa de mantener lo más bajo posible el costo), era importante ser lo más exacto posible en los cálculos para asegurar un buen desempeño de todo el sistema sin que se tuviera que recurrir a un factor de seguridad tan alto que obligara a cambiar el motor.

Ha de llamar la atención el hecho de que aún cuando se aumentó un ramal a este sistema, el motor y el ventilador hayan tenido la capacidad de soportar tanto el requerimiento de presión como de flujo volumétrico adicionalmente requerido. Las dos razones principales que responden a esto son: por un lado tanto el ventilador como el

motor están sobrediseñados. Por el otro, al disminuir el diámetro del ducto **A - B** de 12 a 10 pulgadas disminuyó sensiblemente el gasto aún cuando se mantuvo la velocidad de captura necesaria.

Al finalizar este capítulo se pudo concluir que tanto el motor eléctrico como el ventilador tienen la capacidad de soportar los requerimientos del sistema propuesto.

Una vez revisado el presupuesto del proyecto, se puede decir que el nuevo diseño para transportar, por medio de aire, el pañal de merma de la máquina y el del área de empaque, es un idea factible desde el punto de vista de la inversión requerida y por las ventajas que presenta.

Los beneficios que se obtienen son:

- a.- Evitar una operación insegura al momento de descargar los contenedores en la compactadora. (tener presente que a bordo de los contenedores viajan operarios)
- b.- Se evita la operación de un montacargas en áreas estrictamente de trabajo.
- c.- Se mantiene orden y limpieza en las instalaciones evitando riesgos de trabajo ya sea directamente en los operarios como riesgos de incendio.
- d.- Se mantiene una atmósfera limpia con los consiguientes beneficios para la salud de los trabajadores y eliminación de los posibles riesgos de explosión.
- e.- Se utilizan mejor los recursos humanos y los del equipo ya adquirido.
- d.- Se continúa con el desarrollo, el cuál es fundamental para el crecimiento de cualquier empresa.

Como se ha tratado de enfatizar a lo largo de este trabajo, un aspecto básico de ingeniería es la economía de las soluciones. En este caso, el costo total de la modificación de N\$5,402.00 se paga en un máximo de 4 meses con el salario directo ahorrado al no requerir de una de las dos personas del cuarto de merma.

Bibliografía

- [1]¹⁾ Oficina Internacional del Trabajo
Introducción al Estudio del Trabajo
OIT, 1985
- [2] American Society of Heating, Refrigerating & Air-Conditioning Engineers
Fundamentals Handbook & Product Directory
ASHRE, 1992
- [3] American Conference of Governmental Industrial Hygienists
Industrial Ventilation
ACGIH, 5th. Edition
- [4] Guffey, Steven E.
Industrial Ventilation Training Manual

Trane Company
Trane Air Conditioning Manual

Gallagher, Charles A.
Métodos Cuantitativos para la toma de Decisiones en Administración
Mc Graw-Hill, 1984

Air Movement and Control Association
Air Systems Manual
AMCA

Air Movement and Control Association
Fan Application Manual
AMCA

NYB (New York Blower)
Quality Equipment Guide
NYB

Wood's Sons Company
Industrial Power Transmission Products

¹⁾El número entre corchetes indica la referencia que se puso en cada una de las fórmulas y ecuaciones, para así conocer el texto del cual se obtuvieron.

Harleman, Donald R. F.
Dinámica de Fluidos

Kepner & Tregoe
Project Management
Kepner-Tregoe, Inc. 1993

Hammer, Michael & Champy, James
Reingeniería
Grupo Editorial Norma, 1994

Masaaki, Imai
The Key to Japan's Competitive Success
Mc Graw-Hill

Maslow, Abraham Harold
Motivation and Personality
Harper & Row, 1970

Revistas:

Business Week

Powder and Bulk Engineering