



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO DE UN SISTEMA DE  
MEDICION DE FLUJO DE FLUIDOS

T E S I S

Que para obtener el título de

INGENIERO QUIMICO

presenta:

FELIX PEREZ ORDOÑEZ

México, D. F.

1980.

M-23748



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

A la memoria del hombre bueno y noble  
que me enseñó el camino del éxito en la vida  
Mi padre Antonio Pérez A.

A mi madre Sra. Clara Ordoñez Vda. de Pérez  
por su apoyo y dedicación en esta carrera  
que hoy culmina.

PRESIDENTE

DR. FRANCISCO BARNES DE CASTRO

VOCAL

DR. RAFAEL E. MORONES E.

SECRETARIO

I.Q. MARCO ANTONIO MIRANDA R.

1ER SUPLENTE

DR. ALEJANDRO RAMIREZ

2° SUPLENTE

I.Q. JOSE ANTONIO ORTIZ

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA

FACULTAD DE QUIMICA U.N.A.M.

SUSTENTANTE



---

FELIX PEREZ ORDOÑEZ

DIRECTOR DE TESIS



---

MARCO ANTONIO C. MIRANDA R.

**A Berta Cristina por todo lo que representa  
en mi vida.**

A mis hermanos: Agustín, Simón, Cipriana,  
Tomás, Clara y de manera especial a  
Josefa y Bernardo por el impulso  
y eficaz ayuda que me brindaron.

**A todos mis maestros, en especial a**

**Luis A. López L. y Marco A. Miranda R.**

**de quienes he aprendido cosas importantes.**



**Al Dr. Francisco Barnes de Castro**  
**por su ayuda y aportación**  
**a este trabajo.**

A todos mis amigos y familiares que  
de alguna forma cooperaron para  
que yo alcanzara la meta  
que me había trazado.

A la U.N.A.M. y en especial a la Facultad  
de Química por abrirme sus puertas y  
brindarme la oportunidad  
de prepararme.

## CONTENIDO

	PAG.
CAPITULO 1. INTRODUCCION . . . . .	1
CAPITULO 2. SISTEMA PROPUESTO. . . . .	4
2.1 Caracterfsticas del sistema. . . . .	11
2.2 Bases de diseo. . . . .	12
CAPITULO 3. DESCRIPCION DEL SISTEMA. . . . .	14
3.1 Tanques de almacenamiento. . . . .	14
3.2 Sistema de bombeo. . . . .	16
3.3 Sistema de Presi3n y Sistema de Vacio. . . . .	19
3.4 Sistema de Medici3n I. . . . .	22
3.5 Sistema de Medici3n II . . . . .	27
3.6 Instrumentaci3n. . . . .	33
CAPITULO 4. PROYECTOS A REALIZAR. . . . .	34
4.1 Bombas. . . . .	34
4.1.1. Determinaci3n de la potencia requerida. . . . .	34
4.1.2. Gráficas. . . . .	35
4.2 Medidores de flujo . . . . .	35
4.2.1. Rotámetro. . . . .	35
4.2.2. Ventúñ, orificio y Annúbar . . . . .	36
4.3 Cambiadores de calor . . . . .	36
4.3.1. Cambiador de doble tubo. . . . .	36
4.3.2. Cambiador de tubos y coraza. . . . .	37
4.4 Lecho fluidizado. . . . .	38
4.5 Transporte neumático. . . . .	39
4.6 Tuberias, Válvulas y Conexiones. . . . .	40

	PAG.
CAPITULO 5. CONCLUSIONES . . . . .	42
APENDICE 1 TANQUES DE ALMACENAMIENTO. . . .	44
→ APENDICE 2 BOMBAS. . . . .	84
APENDICE 3 EYECTORES . . . . .	111
APENDICE 4 CAMBIADORES DE CALOR. . . . .	126
Y LECHO FLUIDIZADO. . . . .	126 <sup>va</sup>
APENDICE 5 SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMATICO.	178
APENDICE 6 PLANOS PARA INSTALACION DEL SIS- TEMA. . . . .	200
BIBLIOGRAFIA. . . . .	201

## C A P I T U L O I

## INTRODUCCION

Este trabajo surgió de la inquietud que se tenía por satisfacer una de las necesidades que se le presentan a la "*Escuela Nacional de Estudios Profesionales ZARAGOZA*" de la U.N.A.M. - Esa necesidad es la de tratar de cumplir con uno de los objetivos plasmados en el plan de estudios de la carrera de Ingeniero-Químico y que es el de formar Profesionistas que tengan una preparación práctica adecuada en los diferentes campos en los cuales se van a desenvolver.

Por este motivo se diseñó un sistema que permite analizar los aspectos técnico-prácticos del flujo de fluidos y que tiene las siguientes características: es sencillo en lo concerniente a su fabricación y a su manejo. Para que sirva como introducción a la parte práctica y como un medio de familiarización con los equipos que el futuro profesionista encontrará en la industria; además, es versátil con respecto a los proyectos que en él se pueden realizar, ya que puede trabajar en forma aislada o puede acoplarse con otros sistemas, del mismo laboratorio, para tratar de satisfacer otras necesidades u otras inquietudes de profesores y alumnos.

Por otro lado, el hecho de proponer un sistema de flujo

de fluidos de este tipo, con el fin de enfatizar la importancia que tienen estos sistemas en cualquier industria, ya que, como es -- del conocimiento general, el 30% del costo total inicial de una planta corresponde a las tuberías, Válvulas y los accesorios correspondientes. Este argumento podría servir como elemento de motivación para que los profesionistas que se dedican a la Ingeniería Química tengan un mejor dominio de esta área de conocimientos.

A través de este trabajo se desea dar al estudiante un medio de aprendizaje práctico de aquellos equipos y sistemas que encontrará con mayor frecuencia en la industria donde se desarrolle profesionalmente. Algo todavía más importantes, es el hecho de que con el presente sistema se pretenden obtener datos experimentales que satisfagan proyectos e investigaciones que permitan completar la formación teórica correspondiente a la parte de flujo de fluidos.

El objetivo principal de este sistema es el de mostrar al estudiante la importancia del término denominado caída de presión en un sistema hidráulico, la forma en que ocurre, como se mide y como se controla. Para satisfacer dicho objetivo, el sistema diseñado deberá ser lo más completo posible en cuanto a tuberías, válvulas, conexiones y accesorios, así como otro tipo de equipos considerados en este caso como complementarios, pero que tienen gran importancia en esta área de la Ingeniería Química; dichos equipos son: cambiadores de calor, lechos fluidizados y sistemas de transporte neumático.

Para la selección y diseño de este sistema se tomaron en cuenta tanto la funcionalidad como el costo del equipo. - Esto se hizo mediante el análisis de los objetivos que se persiguen y los recursos con que se cuenta, de esta manera se podría tener un equipo modesto en cuanto al costo pero práctico y flexible en cuanto a las operaciones que en él se pudieran realizar. - Puede ser construido en varias etapas para programar los gastos de acuerdo al presupuesto disponible.

En el diseño del sistema se tomaron como fluidos base el agua, el aire y algunos solventes orgánicos que por sus características representan a distintas familias. Esto hace que el equipo pueda manejar un gran número de solventes y soluciones -- con la única restricción de que no sean corrosivos. Esto se debe, por un lado, a que casi todo el sistema se especificó de acero al carbón por razones de costo, y por otro al hecho de querer evitar, hasta donde sea posible, los riesgos para los estudiantes.

Finalmente otra de las causas que influyeron en el diseño y la selección de este sistema, fue el espacio disponible y las características del mismo.



## C A P I T U L O 2

### SISTEMA PROPUESTO

El objetivo principal de este trabajo como se mencionó anteriormente, es el proponer un sistema de medición de flujo de fluidos lo mas práctico y versátil posible, para analizar y medir caídas de presión en tuberías, válvulas y conexiones, con diferentes fluidos y a distintas condiciones de operación.

Específicamente se pretende con este sistema efectuar un sinnúmero de pruebas y proyectos relacionados todos ellos con el flujo de fluidos; dichos proyectos que van desde el análisis de la caída de presión del agua en un tramo recto de tubería, -- hasta el análisis del flujo o dos fases, en sus diversos tipos de mezcla (sólido-líquido, líquido-líquido, líquido-gas, gas-sólido), se podrían enumerar en términos generales como sigue:

- 1.- Determinación de la potencia requerida para mover un fluido de un punto a otro.
- 2.- Medición de la caída de presión de varios fluidos en tuberías de diferente diámetro y ductos cuadrados o triangulares.
- 3.- Medición de la caída de presión de varios fluidos

en válvulas, conexiones y accesorios de distintos diámetros.

4.- Medición de la caída de presión en lechos fluidizados y velocidad mínima de fluidización.

5.- Medición de la caída de presión en flujo a dos fases para cada tipo de mezcla.

6.- Medición de la caída de presión para varios fluidos en tuberías, válvulas y conexiones a diferentes temperaturas.

7.- Determinación de la temperatura de salida para pruebas con diferentes fluidos en cambiadores de calor.

8.- Análisis de los patrones del flujo a dos fases en tuberías horizontal y vertical.

9.- Determinación de la relación óptima de carga en el transporte neumático.

10.- Análisis de medidores de flujo y calibración de rotámetros.

Una vez fijados los objetivos, lo que conviene es definir el equipo necesario para cumplirlos. Un sistema simple compuesto por un tanque de almacenamiento, una bomba y una red de tuberías sería suficiente para empezar a experimentar; sin embargo, se trata de hacerlo lo más completo y versátil posible de --

tal forma, que se pueda efectuar más de una prueba al mismo tiempo. Por esta razón se requiere que este sistema de medición - - cuente con subsistemas debidamente integrados que permitan realizar pruebas simultáneas o bien operar en forma aislada para pruebas específicas sin interferir en otras.

En cualquier sistema de este tipo lo usual es contar -- con dos tanques de almacenamiento; uno que sirva de alimentación y otro de descarga. Aunque no es la única alternativa, pues se podría comenzar con uno solo, conectando el equipo de tal manera que forme un circuito y así hacer que un solo tanque realice las dos funciones. Sin embargo, para los fines establecidos lo mejor sería, tener dos tanques con conexión a cada subsistema de - tal forma, que se pueda trabajar con un fluido y los dos tanques, con dos fluidos y los dos tanques para pruebas simultáneas o - - bien con un fluido y un tanque para una prueba determinada.

Los tanques pueden utilizarse exclusivamente para solventes si así conviene, ya que el agua se puede tomar directamente de la línea de servicio. Esto será de gran utilidad cuando - se quiera mantener y recuperar a los solventes sin ninguna contaminación.

Debido a que se pretenden realizar pruebas simultáneas con fluidos diferentes y condiciones de operación variables, es necesario contar con un subsistema de bombeo compuesto por dos - bombas (A y B), las cuales puedan tener las siguientes alternativas de operación:

1.- Que A o B funcionen en forma individual para efectuar una operación determinada.

2.- Que A y B funcionen en forma individual pero simultáneamente para realizar dos pruebas al mismo tiempo.

3.- Que A y B funcionen conectadas en serie cuando se requiera una mayor potencia en el sistema.

4.- Que A y B funcionen conectadas en paralelo cuando lo que se quiera sea un mayor gasto.

Este subsistema de bombeo podrá utilizarse como mezclador, cuando se maneje agua y cualquier solvente a fin de obtener soluciones diluidas.

Otra aplicación más a esta parte, será utilizar este -- equipo como medio de calibración de medidores de flujo.

Como medio de sustitución para llevar el fluido de un punto a otro en lugar del subsistema de bombeo, se podrá usar -- aire comprimido de la línea de servicio, o bien, un sistema de -- vacfo compuesto por un eyector como equipo principal y accionado por aire o vapor según sea el vacfo requerido, ya que el primero se utiliza para pequeños rangos de vacfo y el segundo cuando se requiera un vacfo mayor, siendo estos últimos los de mayor aplicación industrial.

Por otra parte como se pretenden hacer mediciones de la caída de presión o diferentes temperaturas, es necesario contar en el sistema con un equipo de transferencia de calor. El equipo más sencillo de este tipo es el cambiador de calor de doble tubo; sin embargo, solo es útil para flujos pequeños e incrementos de temperatura bajos, además de tener poco uso industrial; razón por la cual es conveniente agregar a esta parte un cambiador de tubos y coraza equipo más completo en cuanto a procesos de transferencia de calor que permitirá tener un mayor margen en cuanto a proyectos factibles de realizar en esta área. Así mismo, en esta misma sección es conveniente para fines prácticos de laboratorio, anexar un equipo que funcione como lecho fluidizado, torre empacada o columna de destilación. Esto es con el fin de poder realizar pruebas de transferencia de masa aprovechando el sistema de calentamiento antes descrito. Este equipo puede comenzar a operar como lecho fluidizado para medir caídas de presión en el mismo.

Los tres equipos mencionados se pueden integrar en un subsistema de medición I y funcionar individualmente o en conjunto para pruebas determinadas; aunque podrían omitirse en pruebas que no requieran variación de temperatura.

Por último para hacer un mejor análisis de la caída de presión en el flujo de fluidos, es necesario contar con un sistema lo más completo posible en cuanto a tuberías, ductos, válvulas, conexiones y accesorios, así como dispositivos de medición-

del flujo que se maneja: además de las líneas aisladas para - - pruebas a diferentes temperaturas. Por otra parte para experi-- mentos del flujo a dos fases es recomendable contar con tuberías de vidrio que permita visualizar los diferentes patrones de flujo que existen en las mezclas a dos fases, principalmente en la gas-líquido. Como una aplicación práctica de gran relevancia en la actualidad para pruebas de transporte neumático, se requiere un subsistema completo que nos permita experimentar en esta área. El equipo requerido se describirá más adelante.

Todo el equipo descrito anteriormente puede integrarse en un subsistema de medición II, el cual podrá operar en forma - aislada del resto de equipo, u omitirse para otro tipo de prue-- bas como determinación de curvas de bombas, pruebas de transfe-- rencia de calor y pruebas de fluidización.

En conclusión se puede decir que el sistema propuesto - esta integrado por partes o subsistemas que se pueden enumerar como sigue.

1. Tanques de almacenamiento
2. Sistema de bombeo
3. Sistema de vacío
4. Sistema de medición I
5. Sistema de medición II

A continuación se presenta un diagrama de flujo que - -

muestra todos los subsistemas debidamente integrados para formar el laboratorio de pruebas deseado.





## 2.1 CARACTERISTICAS DEL SISTEMA.

En su mayor parte el material del sistema puede ser acero al carbón por su bajo costo; sin embargo para el equipo de -- transporte neumático se recomienda acero inoxidable ya que evita la oxidación del sólido transportado lo cual es de suma importancia en la extrusión, proceso que bien vale la pena considerar para ampliaciones posteriores en el laboratorio dada la importan--cia que tiene la industria de los plásticos en la actualidad.

Otra caracterfstica del sistema que conviene hacer no--tar es el hecho de contar hasta donde sea posible con conexiones roscadas o bridadas fáciles de desmontar ya que se desea poder -reemplazar tuberías, válvulas, conexiones, accesorios y equipos-- para darle la versatilidad deseada; además de que se quiere ins--talar por partes e ir incrementando cada vez más el sistema se--gún sean las necesidades y recursos con que se cuente.

El poder instalar el equipo por partes sin interferir -en lo existente representa grandes ventajas pues permite comen--zar a experimentar con un sistema elemental que podría estar formado por un tanque de almacenamiento, una bomba y una red de tu--berías e irse completando poco a poco hasta tener un sistema de--medición más complejo con el cual se puedan realizar múltiples -pruebas de laboratorio útiles en cuanto a resultados experimentales y a la formación práctica de futuros profesionistas.

## 2.2 BASES DE DISEÑO

Fluidos a manejar.- Se pretende que este sistema maneje además de agua y aire, solventes orgánicos no corrosivos como:

- Acetaldehído
- Acetato de etilo
- Acetona
- Benceno
- Cloroformo
- Etanol
- Etilénglicol
- Glicerina
- Hexano
- Isopropanol
- Metanol

Por ser estos de los más comúnmente usados en la industria petroquímica.

Gastos.- El equipo está diseñado para operar con gastos pequeños en un rango de 40 a 60 GPM, aunque se pueden manejar mayores, en cuyo caso se recomienda hacer cálculos para asegurarse que el equipo funcione.

Condiciones de operación (Presión y Temperatura).- Las condiciones de operación variarán de acuerdo a los objetivos que

se persigan, ya que en algunas pruebas, el sistema estará a presión y en otras la variable será la temperatura. Los rangos de operación recomendados son de 8-75 Psia de presión y de 0 a 100°C de temperatura sin descartar valores mayores o menores de estos rangos.

Diámetros de tubería.- Los diámetros a utilizar tienden a ser más bien pequeños y varían entre 3/4" y 2" aunque en la mayor parte del sistema el diámetro nominal de la tubería se recomienda de 1 1/2" sin embargo para el transporte neumático se recomiendan diámetros mayores para evitar atascamientos ó taponamientos de las líneas.

Con estas características y bases de diseño se hicieron los calculos de todo el equipo que integra el sistema que aquí se presenta y que se describe con más detalle en el siguiente capítulo.

## C A P I T U L O 3

### DESCRIPCION DEL SISTEMA

Como se establece en el capitulo anterior, este sistema de medición esta integrado por partes o subsistemas los cuales - podrán realizar pruebas en conjunto o cada uno por separado según se requiera.

A continuación se describe en que consiste cada subsistema y cual es la justificación de su diseño.

#### 3.1 TANQUES DE ALMACENAMIENTO

Se proponen dos tanques pequeños con un volumen aproximado de 450 Hs. cada uno que es suficiente para experimentar en todo el sistema sin agotar el líquido con que se trabaje. Ambos tanques estan diseñados para operar a presiones hasta de 100 Psi y altas temperaturas.

La justificación de presentar dos tanques en lugar de uno se debe principalmente al deseo de efectuar pruebas simultaneas con líquidos diferentes sin descartar la posibilidad de usar uno de alimentación y otro de descarga en algunos experimentos. Asimismo los dos tanques pueden alimentar a cada subsistema y estar en posibilidad de recibir el flujo de cada uno de ellos.

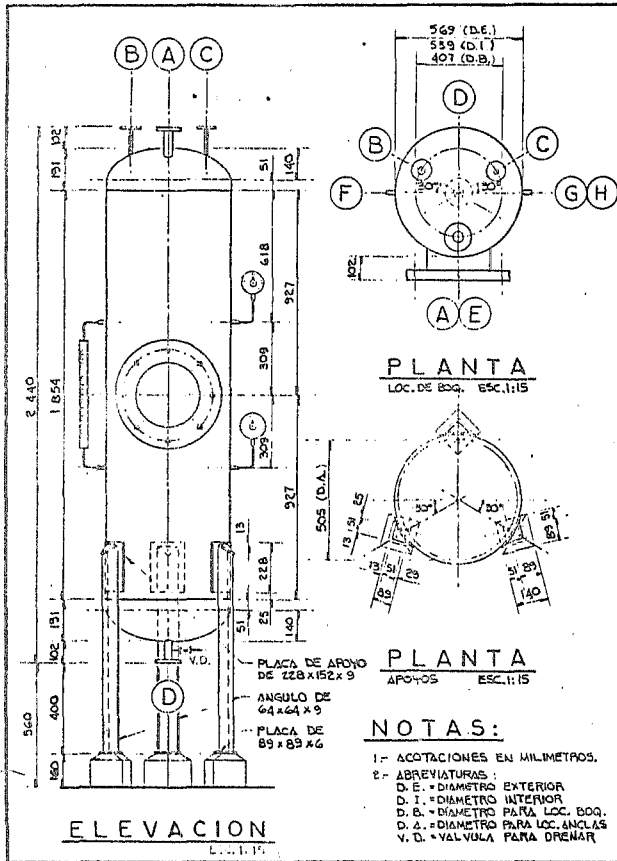


TABLA DE BOQUILLAS							
MCA	CANT.	DIAM.	SERIE	TIPO	CARA	W.N. MUNICI. C.E.D.	SERVICIO
A	1	1 1/2"	150 II	S.O.	R.F.	—	ENTRADA SOLVENTE
B	1	3/4"	150 II	S.O.	R.F.	—	AIRE COMPRIMIDO
C	1	3/4"	150 II	S.O.	R.F.	—	VENTEO
D	1	1 1/2"	150 II	S.O.	R.F.	—	DRENAJE Y SALIDA
E	1	12"	150 II	S.O.	R.F.	—	LIMPIEZA
F	1	1/2"	150 II	CO.FLE	—	—	INDICADOR DE NIVEL
G	1	1/2"	150 II	CO.FLE	—	—	INDICADOR DE PRESION
H	1	1/2"	150 II	CO.FLE	—	—	INDICADOR DE TEMPERATURA

DATOS DE DISEÑO			
A: PRESION OPERACION/DISEÑO.	5140 kg/cm <sup>2</sup> (73.5 PSI)	1245 kg/cm <sup>2</sup> (102.5 PSI)	
B: TEMPERATURA OPERACION/DISEÑO.	80°C (176 °F)	180°C (335 °F)	
C: TOLERANCIA CORROSION CUERPO/CABEZA.	1/16"	1/16"	
D: EFICIENCIA JUNTAS CUERPO/CABEZA.	85 %	100 %	
E: RENDIMIENTO CUERPO/CABEZA.	SPOT	SPOT	
F: RELEVADO ESFUERZO.	NO		
G: MAXIMA PRESION PERMITIDA NUEVO Y FRIO.	8.75 Kg/cm <sup>2</sup> (125 PSI)		
H: PRESION PRUEBA HIDROSTATICA.	13.13 Kg/cm <sup>2</sup> (187.5 PSI)		
I: CODIGO DE DISEÑO.	ASME SECCION VIII DIV.1		
J: MAXIMA PRESION DE TRABAJO PERMISIBLE	8.75 Kg/cm <sup>2</sup> (125 PSI)		
K: ESPESORES:	DISEÑO	CORROSION	REQUERIDO ACTUAL
CUERPO:	2.03 mm .1031"	1.59 mm .0625"	4.22 mm .1662" 4.76 mm .1875"
CABEZAS:	2.42 mm .1032"	1.59 mm .0625"	4.21 mm .1651" 4.76 mm .1875"

UNAM FACULTAD DE QUIMICA

TANQUE DE ALMACENAMIENTO

DIBUJO: C. SOTO. C.	REVISO: M. A. M. R.	PLANO No.	REV.
DISEÑO: F. PEREZ. O	APROBADO:	TA-01	0
FECHA: 08-11-79	ESCALA: 1:15		

Las válvulas a mover para alimentar y descargar estos - tanques serán la C-08 y G-04 para el tanque SM-01 y la C-09 y -- G-05 para el tanque SM-02 respectivamente (Ver diagrama de flu-- jo). Es conveniente que las valvulas de descarga sean regulado-- ras a fin de dosificar el flujo a manejar en los proyectos.

La instrumentación recomendada para estos equipos es la que se indica en el plano TA-01 que aquí se presenta

En el apendice 1 se plantean los criterios de selección, y diseño utilizados en esta parte y que podrían servir de refe-- rencia para diseños posteriores.

### 3.2 SISTEMA DE BOMBEO.

En esta parte se proponen dos bombas pequeñas (1 HP de-- preferencia) que bien podrían ser contrífugas o una centrífuga y otra de engranes; esta última muy usual en el manejo de líquidos viscosos como la glicerina. Las bombas deberán conectarse de -- tal forma que puedan trabajar individualmente a distintos tiem-- pos, de manera simultanea manejando dos fluidos diferentes, o -- bien combinadas en serie o paralelo según sean los requerimien-- tos del proyecto en cuestión. Esta flexibilidad en la operación es uno de los objetivos principales del sistema de bombeo y para lograrla se escogió el arreglo de las bombas que se presenta en el diagrama de flujo (SMFF-00)

Las alternativas de operación de estos equipos se lograrán moviendo las diferentes válvulas de que está provisto este sistema como se describe a continuación.

Para operar la bomba SM-03 en forma individual:

1o. Con alimentación de la línea L-A; abrir C-14, C-15, R-01 y C-20; cerrar C-16, C-17, C-18, C-19 y dependiendo lo que se maneje si es agua abrir C-22 y C-24 cerrando C-23 y si es solvente abrir C-23 cerrando C-22.

2o. Con alimentación de la línea L-B abrir C-15, R-01 y C-20; cerrar C-14, C-17 y C-19 y operar las válvulas C-22, - - C-23 y C-24 de acuerdo al procedimiento anterior.

Para trabajar con la bomba SM-04 en forma individual:

1o. Con alimentación de la línea L-A abrir C-16, R-02 y C-21; cerrar C-14, C-18, y C-19 y dependiendo lo que se maneje si es agua abrir C-24 cerrando C-22 y si es solvente abrir C-22 y C-23 cerrando C-24.

2o. Con alimentación de la línea L-B abrir C-14, C-16, R-02 y C-21; cerrar C-15, C-17, C-18 y C-19 y operar las válvulas C-22, C-23 y C-24 de acuerdo al procedimiento anterior.

Para trabajar con las bombas en forma simultanea mane--

jando dos líquidos diferentes abrir C-15, R-01, C-20 y C-23 por un lado y C-16, R-02, C-21 y C-24 por el otro cerrando C-14, - - C-17, C-18, C-19 y C-22.

Para manejar las bombas en serie:

1o. Con alimentación de la línea L-A abrir C-16, R-02, C-19, R-01 y C-20; cerrar C-14, C-15, C-17, C-18 y C-21 y dependiendo de lo que se maneje si es agua abrir C-22 y C-24 cerrando C-23 y si es solvente abrir C-23 cerrando C-22.

2o. Con alimentación de la línea L-B abrir C-14, C-16, R-02, C-19, R-01 y C-20; cerrar C-15, C-17, C-18 y C-21 y operar las válvulas C-22, C-23 y C-24 de acuerdo al procedimiento anterior.

Para manejar las bombas en paralelo con cualquiera de las dos alimentaciones abrir C-14, C-15, R-01, C-20, C-16, R-02, C-21 y C-22; cerrar C-17, C-18 y C-19 y dependiendo si se maneja agua abrir C-24 cerrando C-23 y si se maneja solvente abrir C-23 cerrando C-24.

Este mismo sistema de bombeo se puede utilizar para calibrar medidores de flujo (rotámetros). El objetivo es comprobar o corregir la lectura del flujo que pasa a través de este dispositivo de medición.



El siguiente diagrama de flujo permite explicar con mas detalle la forma de operación de este equipo. Se trata de hacer pasar por un rotámetro un líquido determinado almacenandolo en los recipientes que se indican y tomando lecturas a diferentes tiempos para obtener el gasto con la mayor exactitud posible y así compararlo con el que se lee en el medidor.

El líquido con que se efectue este experimento se puede estar recirculando abriendo C-80 y cerrando C-81; enviar a la otra bomba abriendo C-81 y cerrando C-80 operando en esta forma en serie o bien drenarse cerrando C-80 y C-81 en cuyo caso lo que se recomienda usar es agua.

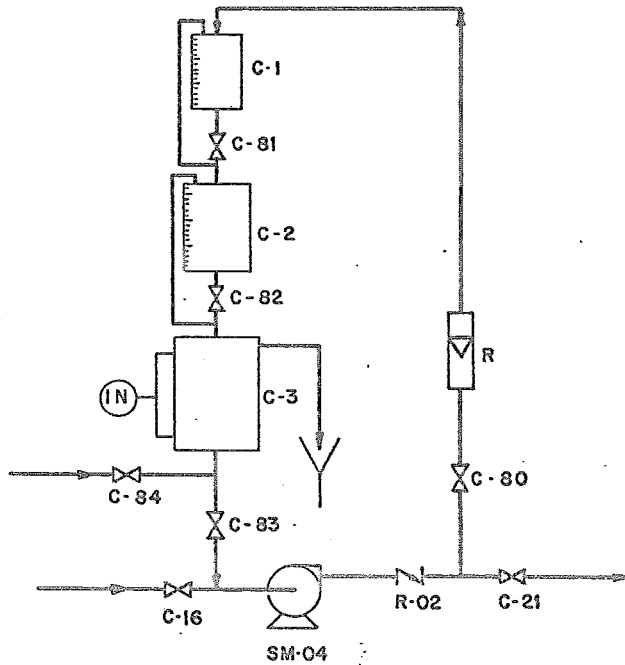
En el apendice 2 se presentan los criterios de selección de bombas así como memorias de cálculo de esta parte que bien pueden servir de referencia para diseños de sistemas similares.

### 3.3 SISTEMA A PRESION Y SISTEMA DE VACIO.

Para sustituir al sistema de bombeo y llevar el fluido de un punto a otro se podrá utilizar aire comprimido de la línea de servicio, o bien, un sistema de vacio compuesto por un eyector como equipo principal y accionado por vapor.

Ambos casos se basan en el principio de establecer una diferencial de presión que permita el flujo del líquido hasta el punto deseado.

## SISTEMA DE CALIBRACION DE ROTAMETRO



Para usar cualquiera de estos dos sistemas lo primero - que se tiene que hacer es definir el experimento que se desea -- efectuar; a continuación se calcula la pérdida de presión que se producirá debido a las condiciones de operación y trayectoria -- del fluido y con base en esto, se crea la diferencial de presión requerida.

Cuando se utilice aire comprimido lo que se tiene que - hacer es presurizar cualquiera de los dos tanques que servirá de alimentación abriendo la válvula C-01 y regulando la presión con G-01 ó G-02 según sea el tanque del que se trate. El otro tan-- que se usará para descarga y de preferencia deberá estar ventea-- do.

Cuando se emplee el sistema de vacfo se deberá abrir -- C-03 y regular la presión del vapor con la válvula C-04; las vál vulas C-05 y G-02 deberán estar abiertas y C-06 cerrada. El va-- por que sale del eyector puede ir a la línea de retorno de con-- densados o bien tirarse a la atmósfera. Para el uso del sistema de vacio se recomienda contar en el tanque SM-02 con un monova-- cuometro que permita tomar lecturas de vacfo.

La ventaja de contar con este tipo de sistemas en un la boratorio de pruebas como el que aquí se presenta es el poder ha cer un análisis comparativo entre ellos y, de acuerdo con los re sultados experimentales que se obtengan, predecir en que casos - y porque es mejor uno que otros.

La instrumentación requerida para esta parte es mínima y se indica en el diagrama de flujo (Plano No. SMFF-00).

Por último en el apéndice 3 se presentan criterios de selección y usos de eyectores que pueden servir de referencia para quien se interese en esta área.

### 3.4 SISTEMA DE MEDICION I.

Esta parte está compuesta por un cambiador de calor de doble tubo, un lecho fluidizado y un cambiador de tubos y coraza. El objetivo inicial de este subsistema fue contar con un medio de calentamiento para analizar la variación de la caída de presión con la temperatura. Se pensó entonces en un cambiador de doble tubo equipo sencillo y práctico para lo que se deseaba; sin embargo se reconsideró esta idea original pensando que sería bueno completar la parte experimental de esta área agregando un cambiador de tubos y coraza equipo más completo y de uso industrial más difundido.

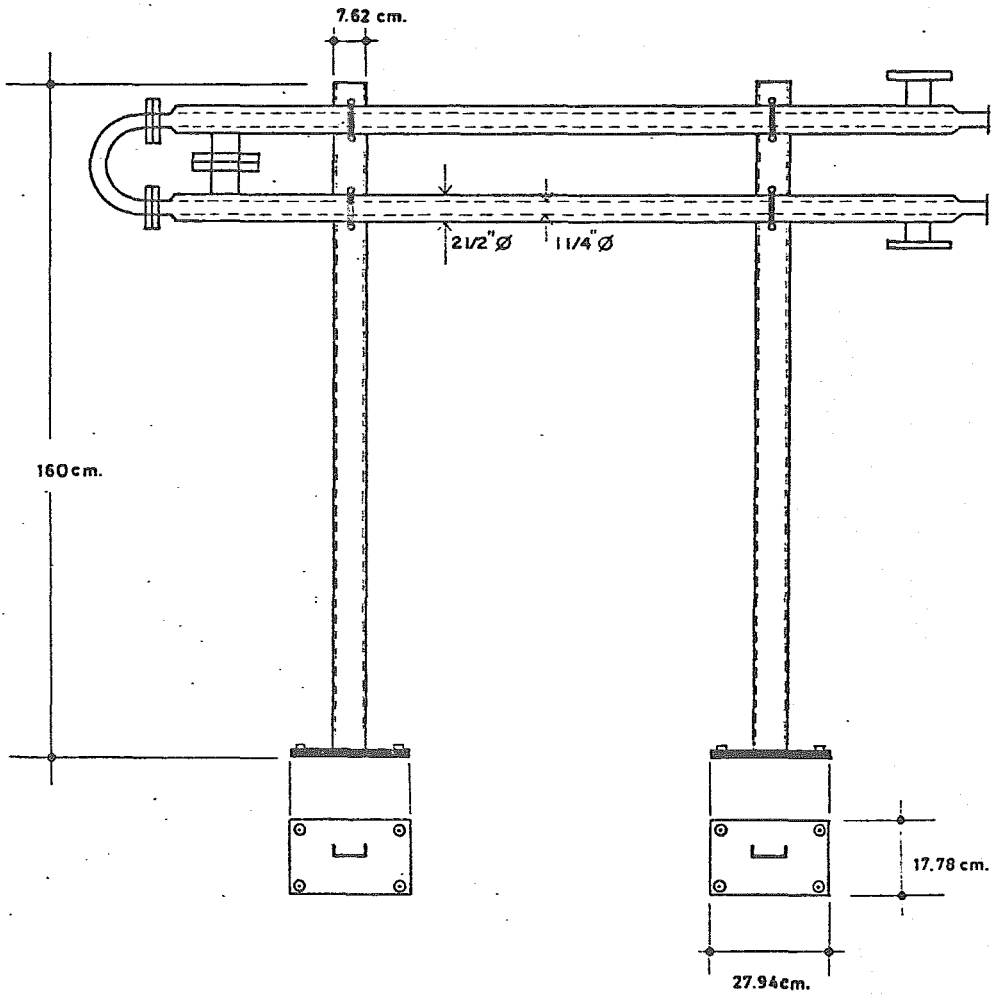
La justificación de agregar un lecho fluidizado se debe a la importancia que tienen los procesos catalíticos en la Ingeniería Química que es la aplicación directa de estos equipos nivel industrial obviamente sería costoso realizar pruebas con catalizadores por lo que se recomienda utilizar otro tipo de sólidos como esferas de vidrio o recorte de plástico y determinar -- caídas de presión, velocidad mínima de fluidización, porosidad --

etc., que dan las bases de operación de estos procesos. Por - - otra parte este mismo equipo podrá utilizarse para secado de sólidos utilizando aire y, con algunas modificaciones en su diseño original, se podrá usar como torre empacada o columna de destilación y efectuar así pruebas de transferencia de masa.

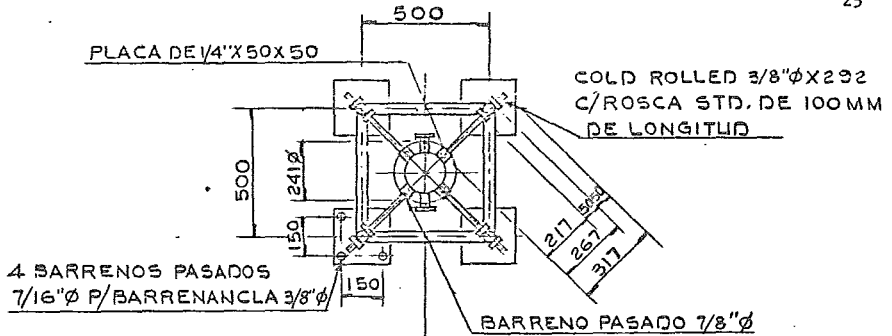
A continuación se presentan los planos de construcción de estos equipos. La forma de operar es como se indica en el -- diagrama de flujo donde también se muestra la instrumentación requerida.

Este subsistema tiene una alimentación de solvente ó -- agua y dos descargas, una que va a las líneas de retorno y otra a las líneas de alimentación; esta última, para utilizar el fluido que sale de los cambiadores en el sistema de medición II y -- analizar la variación de la caída de presión con la temperatura.

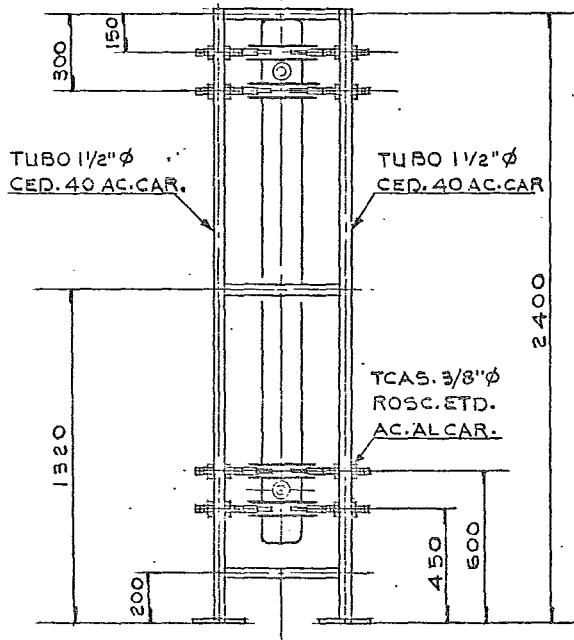
Para alimentar al sistema de medición I se abre la válvula C-29 y se cierra la C-30 si se maneja un solvente, o bien, se abre C-30 y se cierra C-29 si se maneja agua. Se abre C-79 y se cierra C-31 para alimentar al cambiador de calor de doble tubo (SM-05). El fluido que sale de este equipo tiene dos alternativas, una ir a las líneas de retorno abriendo C-33 y C-35, y cerrando C-32, C-40 y C-34 si es agua o bien abriendo C-33 y C-34, y cerrando C-32, C-40 y C-35 si es solvente. La otra alternativa es continuar en el sistema abriendo C-32 y cerrando C-33. Si se quiere utilizar este fluido caliente en el lecho fluidizado -



CAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO



PLANTA



ELEVACION

ESC. 1:20

LECHO FLUIDIZADO

(SM-06) se abre C-36 y C-38 cerrando C-37, C-39, C-41, C-42 y -- C-43. Si se pretende calentar mas este fluido y se quiere meter al cambiador de tubos y coraza (SM-07) se abre C-37 y C-39 cerrando C-36, C-38, C-41, C-42 y C-43. Por último si se desea emplear este fluido en el sistema de medición II se cierra C-36, C-37, C-41 y C-42 abriendo C-43 si es agua o se cierra C-36, C-37, C-41 y C-43 abriendo C-42 si es un solvente.

El lecho fluidizado se alimenta abriendo C-29, C-31 y C-38 si se maneja algún solvente ó C-30, C-31 y C-38 si es agua, cerrando C-30, C-79, C-36, C-39 y C-37 para el primer caso ó C-29, C-79, C-36, C-37 y C-39 para el segundo. La descarga de este equipo va directamente a las líneas de retorno abriendo R-03 y C-34 cuando se trate de solvente o R-03 y C-35 para agua cerrando C-33, C-40 y C-34 ó C-35 según sea el caso.

El cambiador de calor de tubos y coraza se alimenta abriendo las válvulas C-31 y C-39 y cerrando las válvulas C-79, C-36, C-37 y C-38; la descarga puede ir a las líneas de retorno abriendo C-40 y cerrando C-41 o bien continuar al sistema de medición II abriendo C-41 y cerrando C-40, C-32, C-36 y C-37, las válvulas de alimentación y descarga se moverán de acuerdo al fluido que se maneje.

Como medio de calentamiento se usará vapor como se indica en el diagrama de flujo (SMFF-01). En cada línea se indican las válvulas reguladoras de presión así como la instrumentación requerida.



En el apendice 4 se muestran las memorias de cálculo de estos equipos así como algunos criterios de diseño que podrían servir de consulta para diseños posteriores.

### 3.5 SISTEMA DE MEDICION II.

Esta parte esta compuesta por una red de tuberías, una sección de codos de 90° y 45° y un sistema de transporte neumático.

El objetivo de la red de tuberías será medir caídas de presión manejando agua, solventes, aire y vapor a diferentes condiciones de operación. Está compuesto por nueve líneas diferentes con la misma finalidad, teniendo cada una de ellas una justificación práctica y concreta.

La línea uno contiene válvulas de diferentes tipos y lo que se pretende aquí es comparar la caída de presión que existe en cada una de ellas manejando líquidos fríos. La línea dos cuenta con reducciones y otras conexiones afines a este tipo de sistemas como una tee, un colador y una válvula de tres vías y sirve de unión entre la línea uno y la línea tres a fin de aprovechar las válvulas de tres vías adecuadamente. La línea tres contiene lo mismo que la línea uno, solo que está aislada para pruebas con fluidos calientes o con vapor. La línea cuatro es semejante a la línea dos, con la restricción de la anterior. La línea cinco se utilizará para instalar tramos de tubo recto para

pruebas con fluidos frios (agua, solventes y aire). La línea -- seis se usará para tramos de tubo recto aislados para manejar -- fluidos calientes o vapor. Las líneas siete y ocho son para ductos triangular y cuadrado respectivamente y se proponen para -- pruebas con fluidos frios para comparar caídas de presión entre estas secciones de flujo y la que ocurre en tramos de sección -- circular. La línea nueve se destinará para instalar tubo de vidrio de gran utilidad para pruebas de flujo a dos fases y transporte neumático, además del manejo de líquidos y aire. Como se ve, cada línea esta plenamente justificada y será de gran utilidad en el diseño de proyectos de tipo experimental.

La sección de codos tiene como principal objetivo medir la caída de presión en este tipo de conexiones. Se trata de dobles circuitos de tubería de igual diámetro que contienen codos solamente. Lo que se propone hacer es medir la caída de presión en cada circuito, la diferencia entre ambas nos dara la caída de presión que ocurre en la diferencia de tubo recto entre los dos circuitos. Esto permite determinar la caída de presión en el -- tramo de tubo recto y, por consiguiente, la que sucede en cada -- codo.

La distribución y arreglo de tuberías, válvulas, conexiones, accesorios y ductos de la red de tuberías y de la sección de codos es la que se indica esquemáticamente en el diagrama de flujo (SMFF-01) y que se presenta con mas detalle en los planos de construcción de localización de equipo (SMFF-02) y -- arreglo de tuberías (SMFF-03).

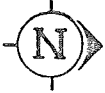
El sistema de transporte neumático es una aplicación práctica - del flujo a dos fases y tiene gran importancia en la industria de plásticos y fibras textiles.

Uno de los objetivos que se persiguen con este sistema es optimizar la relación de carga (Lb/hr de sólido / Lb/hr de aire) que se maneja en determinados procesos y de acuerdo con los resultados experimentales, poder predecir el diámetro óptimo de tubería, velocidad mínima de acarreo y flujo de aire necesario para un proceso específico.

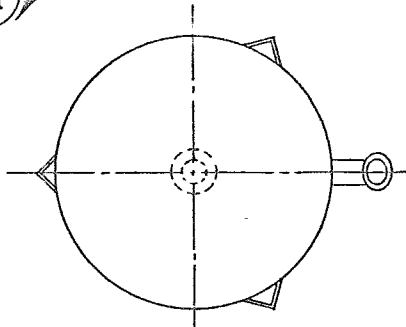
El sistema es de operación simple y está compuesto por una tolva de alimentación, una válvula rotatoria que regula el gasto del sólido, un soplador de aire que es el fluido motriz, un tubo venturi para aumentar la velocidad del aire en la toma de sólidos y asegurar el transporte, un tramo de tubo de vidrio horizontal y otro vertical donde se podrá analizar la caída de presión en ambos, un ciclón separador del cual sale por un lado el aire que retorna al soplador pasando antes por un filtro. Para eliminar los sólidos que pudiera llevar y por el otro los sólidos que se recirculan hacia la tolva de alimentación o se descargan en un tambo.

A continuación se presentan los planos de algunos de estos equipos que podrán construirse en cualquier taller. Los restantes se recomienda adquirirlos de línea.

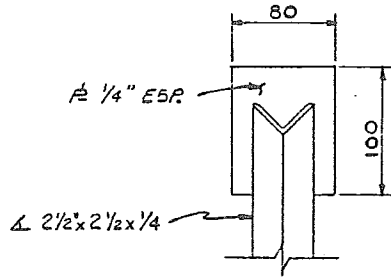
En el apéndice 5 se presentan los criterios de diseño y memorias de cálculo de este sistema de transporte neumático que serán de utilidad para quienes comienzan en esta área.



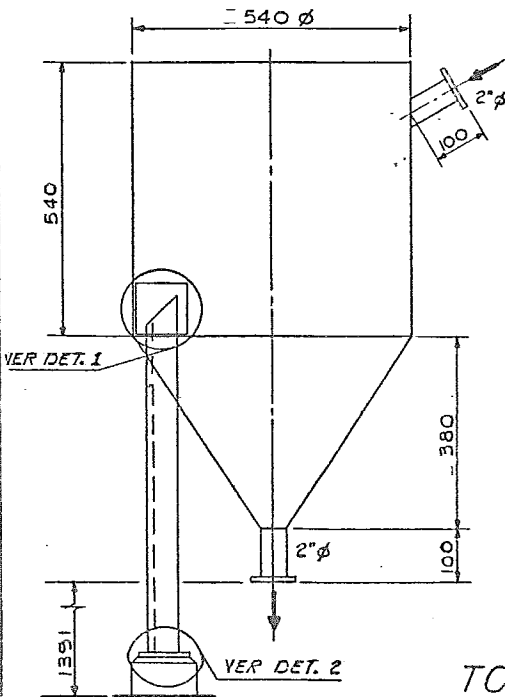
ACOTACIONES EN MILIMETROS



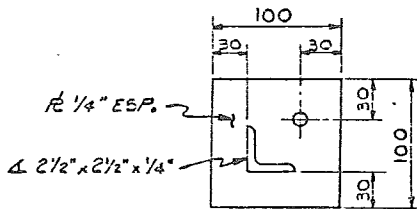
PLANTA



DETALLE N° 1

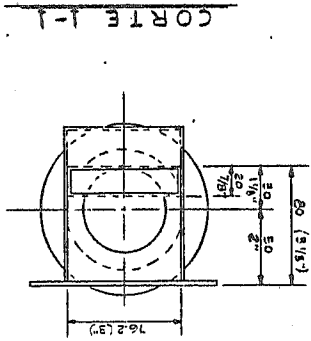
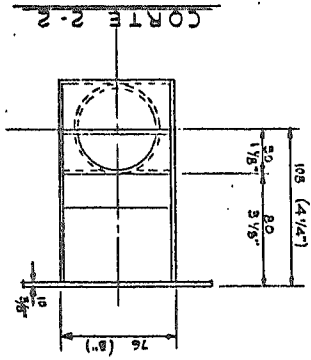
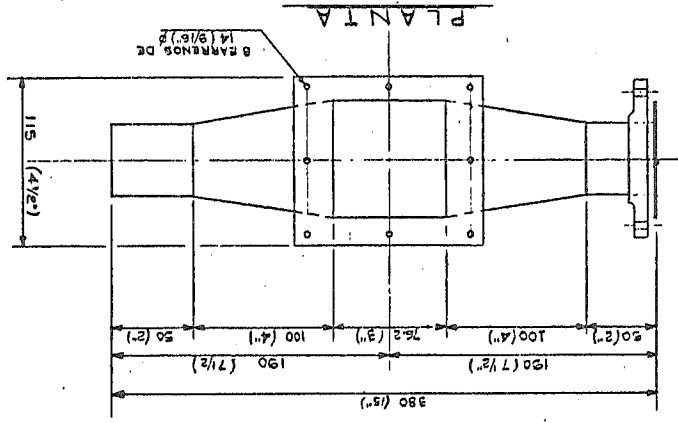
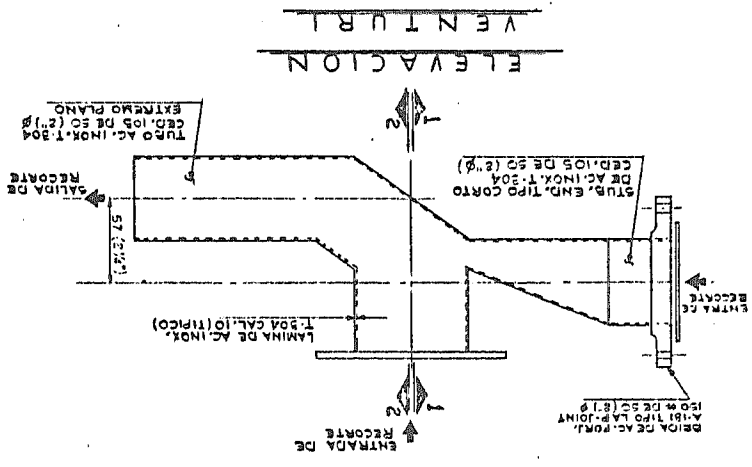


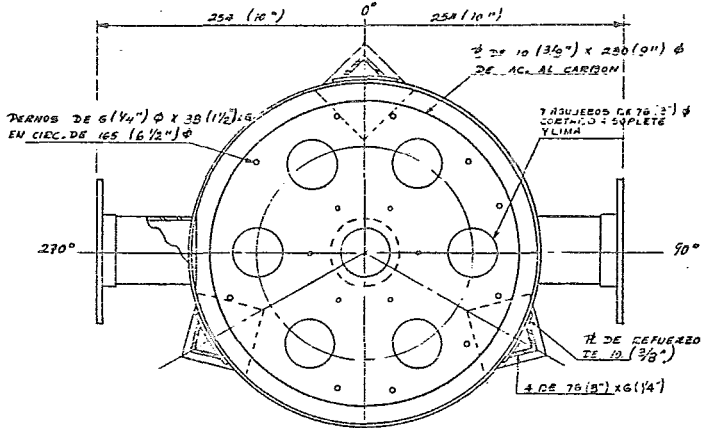
ELEVACION



DETALLE N° 2

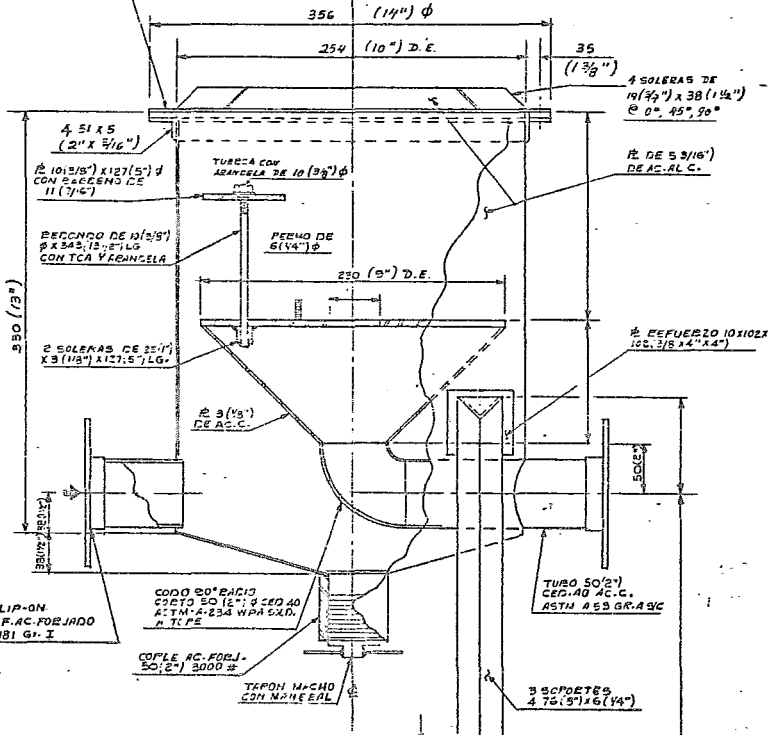
TOLVA DE ALIMENTACION





180°  
**PLANTA**

8 BARREROS DE 19 (3/4)  
PARA TORNILLOS DE 1/2 (3/8) φ



**ELEVACION**

**FILTRO VACIO**

### 3.6 INSTRUMENTACION DEL SISTEMA.

Parte importantísima en este laboratorio de pruebas será la instrumentación del equipo; la cual está compuesta por indicadores de presión (IP), indicadores de temperatura (IT), indicadores de flujo (IF) e indicadores de nivel (IN), estos últimos para los tanques de almacenamiento.

En el diagrama de flujo (SMFF-00) se indican los instrumentos requeridos para cada subsistema y sólo hay que considerar que en la red de tuberías y sección de codos deberán existir tomas para mediciones de caída de presión; en el primer caso para cada dispositivo ya sea válvula, conexión, tramo de tubo recto, ducto u otro accesorio del ramal y en la sección de codos, para cada circuito y conexiones que se agregan, como el retorno en 180°.

Dentro de la instrumentación los medidores de flujo ocupan un lugar relevante y por esta razón sería conveniente contar con una variedad de ellos, es decir, se propone instalar medidores tipo anubar, rotámetro, venturi y placa de orificio para tener un panorama lo más completo posible en esta área indispensable en el campo de flujo de fluidos.

Con esta descripción del sistema de medición de flujo de fluidos que aquí se propone se podrá tener una idea más clara de lo que se pretende realizar en él y de los alcances del mismo.

## CAPITULO 4

### PROYECTOS A REALIZAR

#### 4.1 BOMBAS

En el estudio del flujo de los fluidos, indudablemente la parte esencial es el sistema motriz (motor-bomba) ya que es este quien proporciona la energía necesaria para mover el fluido de un punto a otro cuando se tiene que vencer una caída de presión ocasionada por las pérdidas por fricción y/o para una diferencia de alturas en el sistema.

##### 4.1.1 DETERMINACION DE LA POTENCIA REQUERIDA

Para determinar la potencia requerida en un sistema para llevar un fluido de un punto a otro, es necesario tener los siguientes datos:

- 1.- Naturaleza del fluido
- 2.- Gasto
- 3.- Condiciones de operación  
(presión y temperatura)
- 4.- Trayectoria real del sistema
- 5.- Dimensiones de tubería  
(diámetro y longitud)
- 6.- Número y tipo de accesorios
- 7.- Diferencia de altura entre el punto de succión y descarga
- 8.- Presiones de succión y descarga

Con estas condiciones en base al balance de energía mecánica (Balance de Bernoulli), podemos evaluar la potencia requerida para un proyecto determinado.



#### 4.1.2 GRAFICAS

##### Potencia contra Capacidad

Con este proyecto se pueden hacer las gráficas de operación para las bombas, manejando diferentes fluidos y a varias temperaturas de proceso para poder comprobar las curvas proporcionadas por el fabricante.

El metodo es simple, ya que todo lo que se tiene que hacer es ir variando el gasto del fluido que se maneja y tomar las lecturas del manometro a la descarga de la bomba.

Como se mencionó anteriormente el sistema de bombeo está diseñado para operar con cualquiera de las dos bombas propuestas ó bien con ambas conectadas en serie o paralelo segun sean los requerimientos del proceso o proyecto en cuestión.

#### 4.2 MEDIDORES DE FLUJO

Debido a la importancia que representa medir la cantidad de flujo que pasa a través de una tubería o de un ducto es que se han desarrollado nuevas y cada vez mejores técnicas de medición en base a instrumentos más exactos.

En este sistema se presentan los medidores de flujo convencionales de mayor uso en la industria con los cuales se podrá adquirir un conocimiento adecuado en esta area.

##### 4.2.1 ROTAMETRO

Se pretende con este proyecto analizar en la práctica los principios en los que basa su funcionamiento este medidor de flujo.

Por otra parte se cuenta con un sistema de calibración sencillo para comprobar o corregir el funcionamiento del rotámetro.

El metodo consiste en medir el flujo que pasa por el medidor tomando

como base el líquido almacenado en los recipientes del sistema de calibración, para un tiempo determinado.

El líquido con el que se realice la medición podrá recircularse en el sistema por medio de la conexión a la otra bomba y utilizarse en otro proyecto, regresarlo a cualquiera de los dos tanques ó bien drenarlo en cuyo caso lo que se recomienda manejar es agua.

#### 4.2.2 MEDIDORES

##### ORIFICIO, VENTURI Y ANNUBAR

Lo que se pretende con estos equipos, es efectuar mediciones de gasto para diferentes fluidos a distintas condiciones de operación; asimismo se podrá hacer una comparación entre los tres y concluir cual y cuando es mejor un tipo de medidor que otro.

La metodología a seguir en estos proyectos será medir las caídas de presión que se tengan en los dispositivos de medición que aquí se plantean y aplicar las ecuaciones que existen en la literatura para calcular el gas to que pasa por cada uno de ellos.

#### 4.3 CAMBIADORES DE CALOR

Por la importancia que tienen los procesos de transferencia de calor en la industria en general se pensó en un principio agregar al sistema un equipo para realizar proyectos en este campo. Sin embargo se decidió completar lo mejor posible esta parte en el trabajo, proponiendo dos equipos diferentes de transferencia de calor como son: el cambiador de calor de calor de doble tubo y el cambiador de tubos y coraza.

##### 4.3.1 CAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO

En este equipo se podrán realizar experimentos como:

- Cálculo de la temperatura de salida de un fluido que se calienta.

- Cálculo de caída de presión a diferentes temperaturas de salida.

- Cálculo del gasto necesario del fluido caliente para llevar al líquido frío hasta una temperatura específica, como medio de calentamiento.

Así mismo este equipo podría servir como enfriador si en lugar de vapor se hace pasar agua fría.

Antes de realizar cualquier proyecto se deberán hacer los cálculos para comprobar si el equipo funciona para los requisitos fijados.

#### 4.3.2 CAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

Este equipo representa un campo más amplio para efectuar pruebas de transferencia de calor ya que además de las propuestas para el equipo anterior se podría probar el área mínima necesaria de transferencia, el factor de obstrucción, y la caída de presión, todo esto para cada una de las alternativas presentadas en el plano correspondiente.

Asimismo este dispositivo podrá emplearse como enfriador, utilizando agua fría de la línea.

Existen un sin número de posibilidades para pruebas en-

este equipo, las cuales se dejan a la iniciativa de profesores y alumnos quienes serán los usuarios de estos aparatos.

#### 4.4 LECHO FLUIDIZADO.

Como se presenta anteriormente este aparato podrá utilizarse para proyectos de fluidización con agua u otro solvente y aire, utilizando este último como fluido deshumidificador en procesos de secado.

Las variables principales a determinar con este equipo serán, la caída de presión y la velocidad de fluidización, las cuales son función del tipo de empaque y de la altura del mismo; por lo que variando cualquiera de estas, se obtendrán resultados diferentes.

Con las ecuaciones presentadas y las existentes en la literatura se podrán predecir y/o comprobar los datos experimentales que se obtengan en las pruebas de fluidización.

Por otra parte será interesante probar este equipo como torre empacada y obtener datos de transferencia de masa como son los coeficientes de transferencia y cantidad transferida, así como datos de caída de presión, velocidad de inundación, etc. para diferentes relaciones de  $V/L$ , todo esto para diferentes tipos de empaque y a varias condiciones de operación.

#### 4.5 TRANSPORTE NEUMÁTICO.

Uno de los problemas con que se enfrenta la industria de plásticos y fibras textiles hoy en día, es encontrar la relación óptima de carga (R) en el transporte del polímero para minimizar el costo de operación, ya que lo que se hace normalmente es asegurar el transporte del sólido, utilizando relaciones de carga muy bajas.

Con el sistema que aquí se propone, se podrán experimentar y mejorar las técnicas utilizadas en este campo y proponer las relaciones óptimas de carga para un material determinado.

Además de la relación de carga, será interesante analizar las velocidades de flotación y relativa de la partícula en la línea vertical y horizontal, respectivamente. Sin embargo, la variable que más nos debe interesar es la caída de presión -- por la importancia que esta tiene en el costo de operación, por tal motivo se pretende con este sistema optimizar las condiciones de trabajo, minimizar la caída de presión y en consecuencia reducir el costo total de operación.

Por lo novedoso que resulta ser el transporte neumático en un laboratorio de pruebas de este tipo y por la importancia que tiene en la industria petroquímica se podrán realizar varios proyectos sin duda interesantes y de aplicación 100% práctica.

#### 4.6 TUBERIAS VALVULAS Y CONEXIONES.

En esta parte se propone efectuar mediciones de caída de presión para varios fluidos y diferentes condiciones de operación.

Existen diversas alternativas de operación; así se podrán efectuar mediciones en tuberías de diferente diámetro, en válvulas de varios tipos, en codos de diferentes diámetros y radios de curvatura y en conexiones como tees, cruces, etc.

Por otro lado se podrá hacer un análisis de la variación de la caída de presión con la temperatura.

Hay además otras opciones interesantes en cuanto a pruebas a efectuar en esta parte como son: las de medir caídas de presión en válvulas, codos y otras conexiones por diferencia solamente; esto es que una vez conocida la caída de presión en un tubo de diámetro específico se pueda instalar en el mismo tubo un accesorio y medir la caída de presión, la diferencia entre esta última y la obtenida con el tubo solo nos dará la del accesorio; además se pretende contar con ductos de diferente geometría como son los cuadrados y triangulares, todo esto con el fin de completar lo mejor posible este sistema de medición.

Un trabajo a futuro será el crear con este equipo unas tablas tipo CRANE para tubería de México o bien comprobar si es

ta es similar a la especificada en las tablas mencionadas, que es con lo que actualmente se diseña. Esto se propone por la diferencia que pueda existir en la rugosidad de una tubería a otra.

## C A P I T U L O 5

### CONCLUSIONES

De acuerdo con los resultados de diseño obtenidos, los cuales se muestran en los apéndice, se puede afirmar que este trabajo cumple con los objetivos fijados en un principio y que fueron el de proponer un sistema simple, práctico y versátil para efectuar pruebas de flujo de fluidos. Además de que con el mismo sistema se podrán hacer pruebas de transferencia de calor y en un futuro de transferencia de masa.

Este sistema de construirse como se plantea permitirá realizar todas las pruebas que se pretenden. Los resultados de las mismas dependerán de muchos factores y van desde la fabricación del equipo hasta el cuidado del experimentador al realizar las mediciones. Este trabajo se completó agregando algunos aspectos considerados importantes para el desarrollo del Ingeniero Químico en el campo industrial, aspectos en los cuales se tiene poca información durante la carrera. Por esta misma razón se presenta también el diseño mecánico, estructuras y soportes de todo el equipo.

Por otra parte, lo que aquí se propone, además de ser algo nuevo en cuanto a sistemas experimentales de este tipo, tiene las características de ser de bajo costo en su fabricación y man



tenimiento, fácil en su instalación y manejo y, lo mas importante, versátil y práctico en cuanto a proyectos que en el se puedan realizar.

Debido a lo difícil que resultaría tratar de enumerar y describir los proyectos factibles de llevar a cabo en este sistema, solo se han presentado algunos que por sus características se pueden considerar como proyectos tipo, los cuales fueron descritos en el capítulo 4 de éste trabajo.

La confiabilidad de los resultados experimentales que se obtengan en este sistema, dependerán de los objetivos que se persigan en un proyecto específico, de la técnica que se utilice, así como de las condiciones a las que se lleve a cabo.

Por último es importante mencionar que existe un amplio campo para continuar este trabajo, pues quedan planteados varios proyectos de operación y algunas alternativas de ampliación del sistema con nuevos equipos, así que, aunque se puede decir que el trabajo cumple con los objetivos iniciales, no es posible afirmar que queda completamente cerrado, pues se pretende que esto siga aumentando de acuerdo con las necesidades del propio sistema.

A P E N D I C E 1

TANQUES DE ALMACENAMIENTO

## TANQUES DE ALMACENAMIENTO

### SELECCION DEL TIPO DE TANQUES.

La primera etapa en el diseño de cualquier tanque de almacenamiento es la selección del mejor tipo disponible para el servicio en cuestión. Los primeros factores que influyen en esta selección son la función y localización del recipiente, la naturaleza del fluido, la temperatura y presión de operación y el volumen necesario a almacenar o capacidad del proceso. Los tanques de almacenamiento pueden clasificarse de acuerdo a la función del servicio, a la temperatura y presión de servicio, a los materiales de construcción o a la geometría del recipiente.

Los tipos de recipientes más comunes pueden clasificarse de acuerdo a su geometría en:

- Recipientes abiertos ✓
- Recipientes cerrados ✓

### RECIPIENTES ABIERTOS O TANQUES ATMOSFERICOS.

[Este tipo de recipientes se utilizan para almacenar líquidos no tóxicos o bien para líquidos no combustibles.]

Existen diferentes tipo de materiales para su construcción tales como {acero, concreto y madera} Sin embargo, en la industria la mayor parte de estos recipientes se construyen de {ace

ro) por su bajo costo inicial y su fácil fabricación. En muchos casos dichos recipientes se recubren con {plomo, caucho, vidrio o plástico} para evitar la corrosión.

Los tanques atmosféricos pequeños, generalmente son de forma [cilíndrica y construidos de acero al carbón;] este tipo de recipientes son mas económicos que los cerrados de igual capacidad y construcción, y debido a que se utilizan frecuentemente para [almacenar grandes cantidades de líquidos], se pueden fabricar de grandes dimensiones.

#### RECIPIENTES CERRADOS O TANQUES A PRESION.

Se llaman [tanques a presión] debido a que pueden mantener al [fluido a presiones por arriba o por abajo de la presión atmosférica].

{Se utilizan para almacenar fluidos volátiles, fluidos combustibles, fluidos que emiten humos tóxicos o dañinos, gases y sustancias que se deseen conservar puras sin ninguna contaminación del medio.}

Para su construcción principalmente se utiliza el acero y, debido a su forma, se clasifican en:

- Recipientes cilíndricos de fondos y planos y techos -  
cónicos o de cúpula.

- ✓ - Recipientes cilíndricos con extremos formados.
- ✓ - Recipientes esféricos o esféricos modificados.

#### RECIPIENTES CILINDRICOS DE FONDOS PLANOS Y TECHOS CÓNICOS O DE CUPULA.

El tanque cilíndrico vertical con techo cónico y de fondo plano es el diseño más económico para un recipiente cerrado - operando a presión atmosférica.

En caso donde se desea tener una alimentación por gravedad, el tanque es levantado sobre el terreno y el fondo plano -- puede ser soportado por columnas, vigas o bien soportes de acero, madera o concreto según sea el caso.

Este tipo de recipientes están provistos de respiradores o venteos que permiten la expansión o contracción del fluido y se limitan básicamente a presiones atmosféricas.

#### RECIPIENTES CILINDRICOS CON EXTREMOS FORMADOS.

Los recipientes cilíndricos con cabezas formadas en ambos extremos se utilizan cuando la (presión de vapor del líquido almacenado requiere un diseño más elaborado.)

Se utilizan para almacenar (líquidos a presiones mayores o menores de la atmosférica.)

Existe una gran variedad de cabezas para cerrar los extremos de los recipientes cilíndricos: hemiesféricas, elíptica-cónica, toriesférica, cóncava estandar, cónica y toricónica. -- Sin embargo, la forma mas común para cerrar este tipo de recipientes a presión es la concavidad elíptica.

#### RECIPIENTES ESFERICOS O ESFERICOS MODIFICADOS.

Este tipo de recipientes se utilizan para almacenar -- grandes volúmenes bajo presiones moderadas y son generalmente de forma esférica o esferoide.)

Cuando se desea almacenar una masa dada de gas bajo presión es obvio que el volumen requerido va a ser inversamente proporcional a la presión de almacenamiento.

Para presiones de almacenamiento altas el volumen del gas se reduce y entonces el tipo más económico resulta ser el cilíndrico; sin embargo, si consideramos los costos de la compresión y enfriamiento del gas las ganancias aparentes se pierden.

Cuando se manejan pequeñas cantidades de gas existe una gran ventaja del recipiente cilíndrico sobre el esférico debido a que el costo de fabricación es el factor que controla y los recipientes cilíndricos pequeños son mas económicos que los recipientes esféricos pequeños.

Se pretende que los tanques de almacenamiento de este sistema reúnan las siguientes características.

a).- Deben tener gran flexibilidad para poder almacenar: agua, soluciones acuosas, fluidos combustibles, y gases -- (aire).

b).- Deben servir para almacenar líquidos o gases a -- presiones menores, iguales o mayores de la atmosférica.

c).- Deben almacenar volúmenes pequeños a altas presiones y

d).- El material de construcción se pretende que sea -- acero al carbón el tipo de recipientes que cumple con las características anteriores es el tipo cilíndrico con extremos formados.

## DISEÑO

En general, el costo de un recipiente se considera proporcional al peso del acero utilizado en su construcción. Por lo tanto parecería ser -- que un recipiente de almacenamiento a presión teniendo la mínima área de superficie y grosor por unidad de volumen sería el costo más económico. -- Sin embargo esto no se cumple; por ejemplo, un recipiente esférico tiene la mínima área de superficie por unidad de volumen y el mínimo grosor de la coraza para una presión y volumen dados; características que harían de este tipo de tanques la forma más económica si el costo de fabricación no fuera considerado como un dato importante. No obstante, los costos de fabricación de recipientes esféricos son tan grandes que su uso se limita a aplicaciones especiales. Los recipientes cilíndricos son de más fácil fabricación, más simples de construir, son fácilmente embarcables y por lo tanto de mayor uso en procesos industriales.

Para un simple recipiente cilíndrico con cabezas formadas, la relación óptima de longitud a diámetro ( $L/D$ ) es una función del costo por unidad de área de la coraza y las cabezas formadas.

Las proporciones de un recipiente simple pueden basarse en el costo por libra de material o el costo por unidad de área del material.

En tanques cilíndricos con extremos formados para varias presiones de servicio, se tienen grandes variaciones en grosor y por lo tanto varía el costo por unidad de área. En consecuencia es más provechoso considerar el costo de la coraza y las cabezas en términos de unidad de masa más que en términos de unidad de área.

Las actividades a realizar en el diseño de un recipiente las podemos sintetizar en cinco etapas:



#### 1a.- DISEÑO BASICO

Comprende las dimensiones del recipiente, conexiones requeridas por el proceso, número de entradas de hombre y localización. Figura 3.1

#### 2a.- CONEXIONES DE PROCESO Y UTILIDAD

En esta etapa se establecen los requerimientos del diseño hidráulico, aquí se determinan todas las dimensiones de las conexiones del recipiente - para el proceso, líneas de servicio y válvulas de alivio, así como las dimensiones de la tubería para venteo, drenaje y salida de vapor. Las elevaciones de todas las conexiones estan dadas en relación a las líneas tangentes del - recipiente. Figura 3.2

#### 3a.- CONEXIONES DE INSTRUMENTOS

Incorpora todas las conexiones de instrumentos, la información necesaria se obtiene de los diagramas de control de proceso y de los dibujos de - datos de instrumentos. Figura 3.3

#### 4a.- ARREGLO DE RECIPIENTE

Establece los requisitos para el arreglo en planta y el diseño gráfico de la tubería. En esta etapa se orientan todas las boquillas y se obtienen los detalles del diseño estructural básico. Estos detalles incluyen elevación del recipiente, soportes (patas, agarraderas o saliente) y plataforma de acceso, así como cualquier punto de carga en la misma.

Los requerimientos para esta etapa se obtienen a partir de los diagramas de flujo del proceso e instrumentación y de los catalogos de fabricantes para dimensionar todos los componentes de la tubería, los detalles estructurales como soportes de plataforma y abrazaderas en el recipiente.

Figura 3.4

A Entrada  
B Salida  
HH Entrada  
de mano

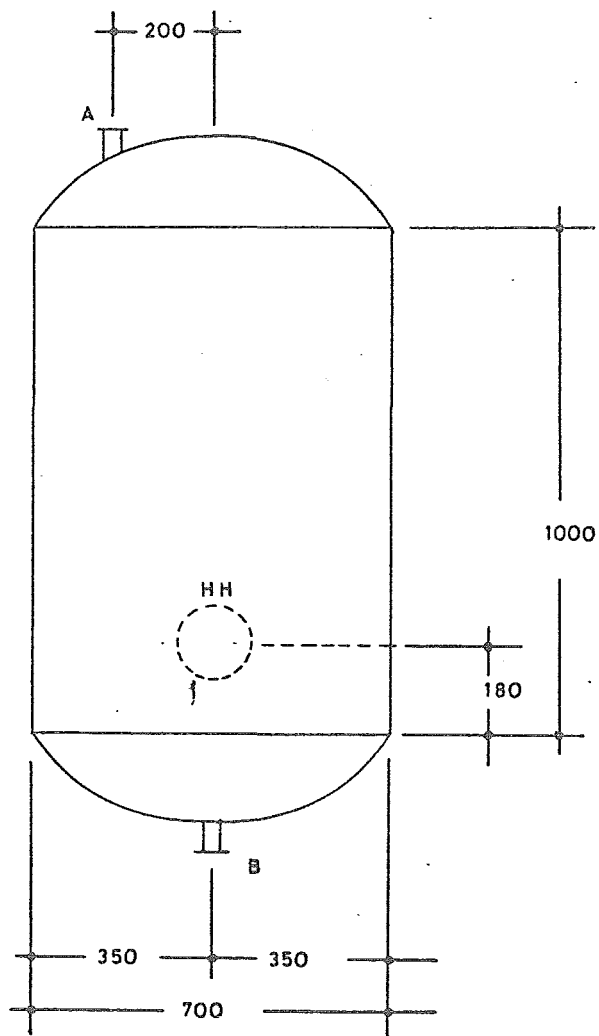


FIG. 3-1. DISEÑO BASICO.

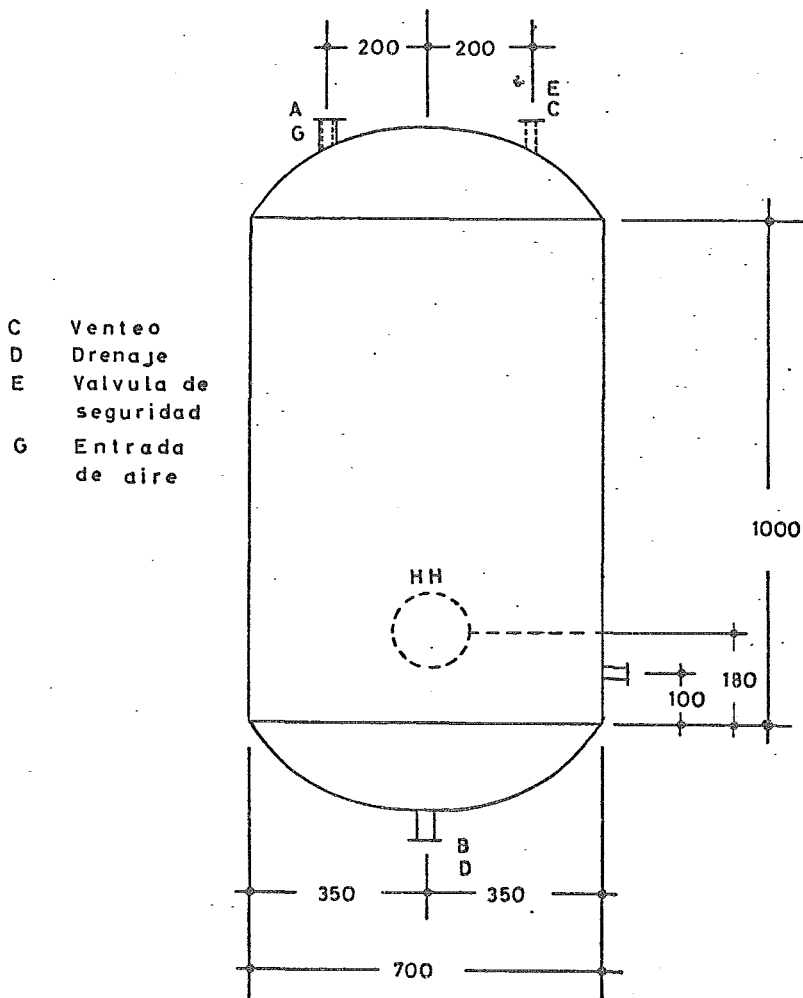


FIG. 3-2. CONEXIONES DE PROCESO Y SERVICIOS.

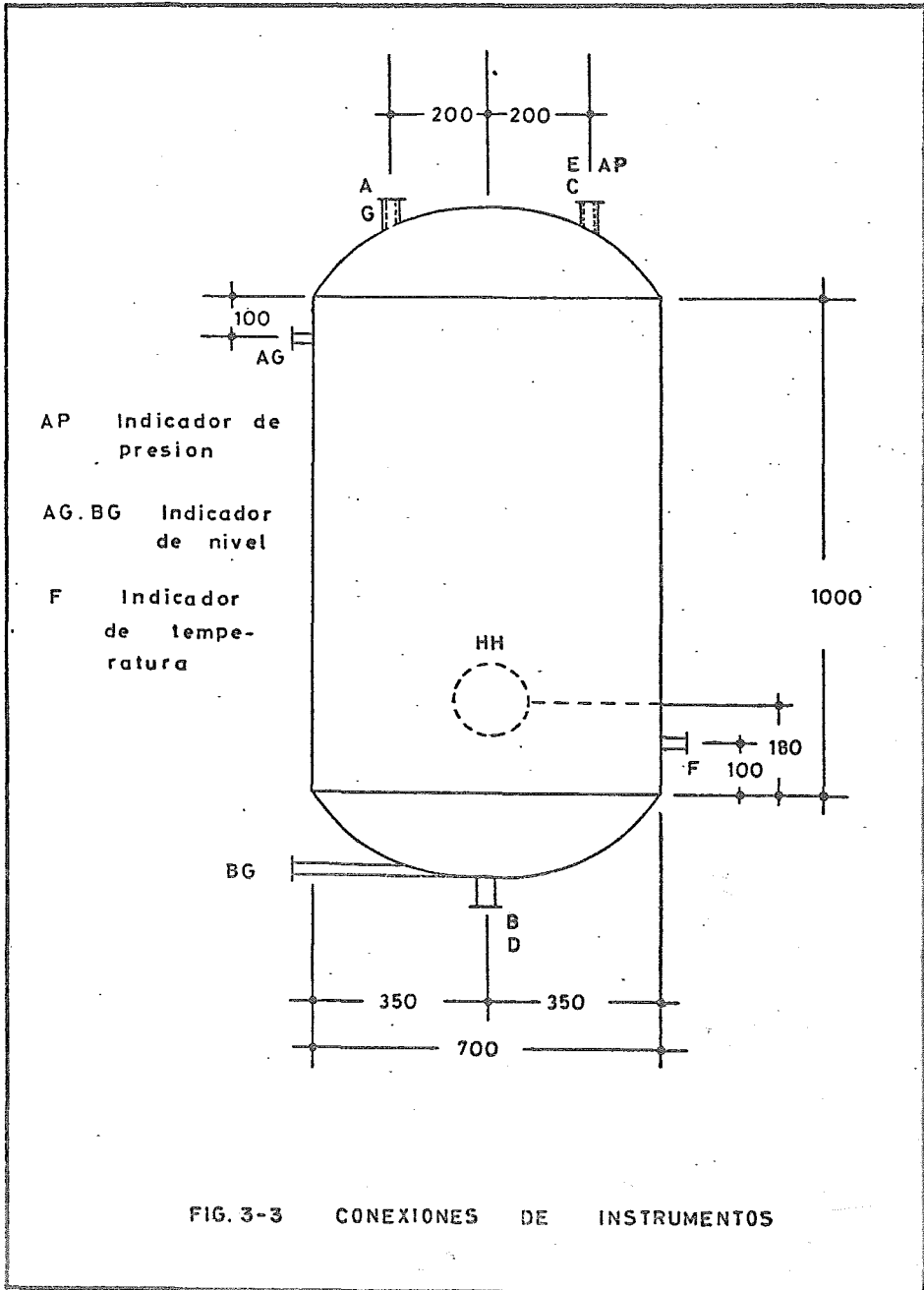
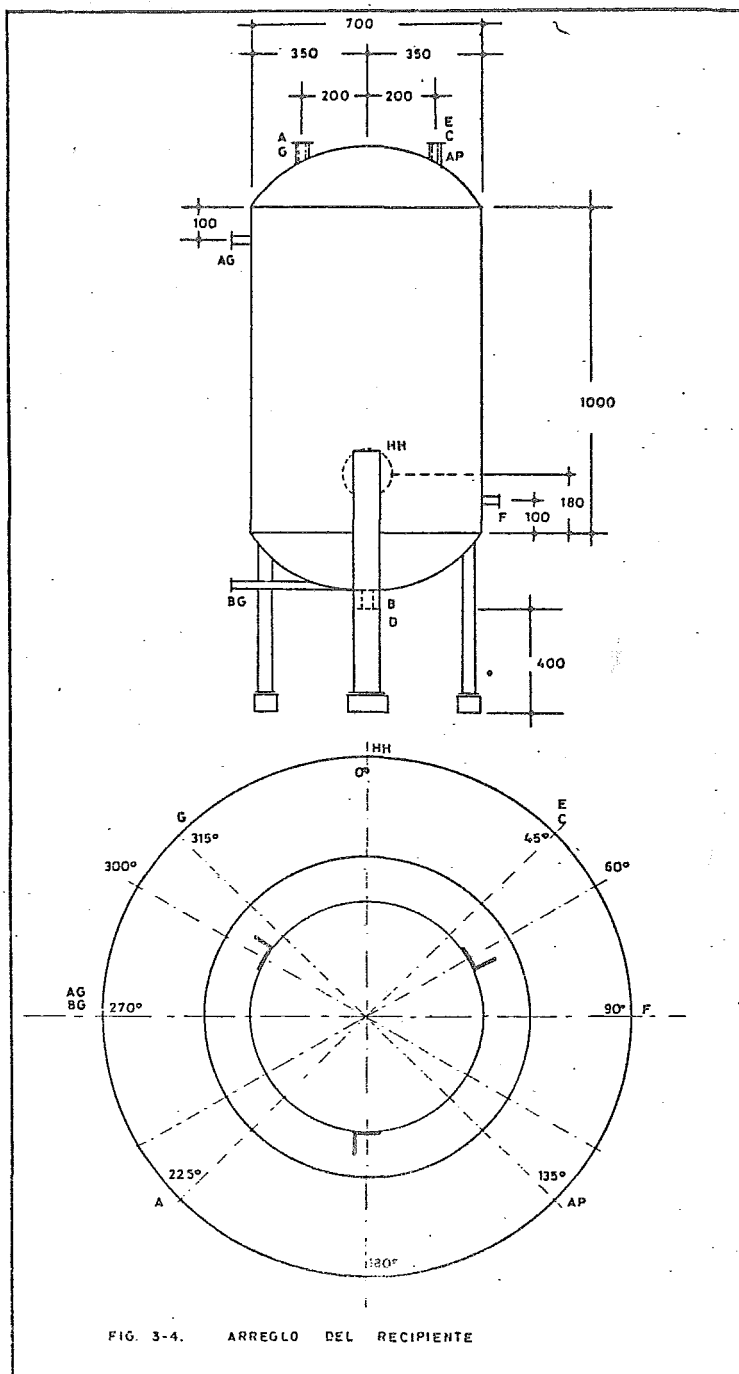


FIG. 3-3 CONEXIONES DE INSTRUMENTOS



#### 5a.- DISEÑO MECANICO DEL RECIPIENTE

En esta etapa se completan las actividades para el diseño del recipiente. Aquí se calculan los esfuerzos, velocidad de acumulación, espesor de la pared y tolerancia de corrosión, material, código de especificaciones y requerimientos de seguridad.

A diferencia de las etapas anteriores, cualquier cambio en el diseño del recipiente en esta última puede afectar el tiempo, horas hombre y calidad del diseño.

Figura 3.5

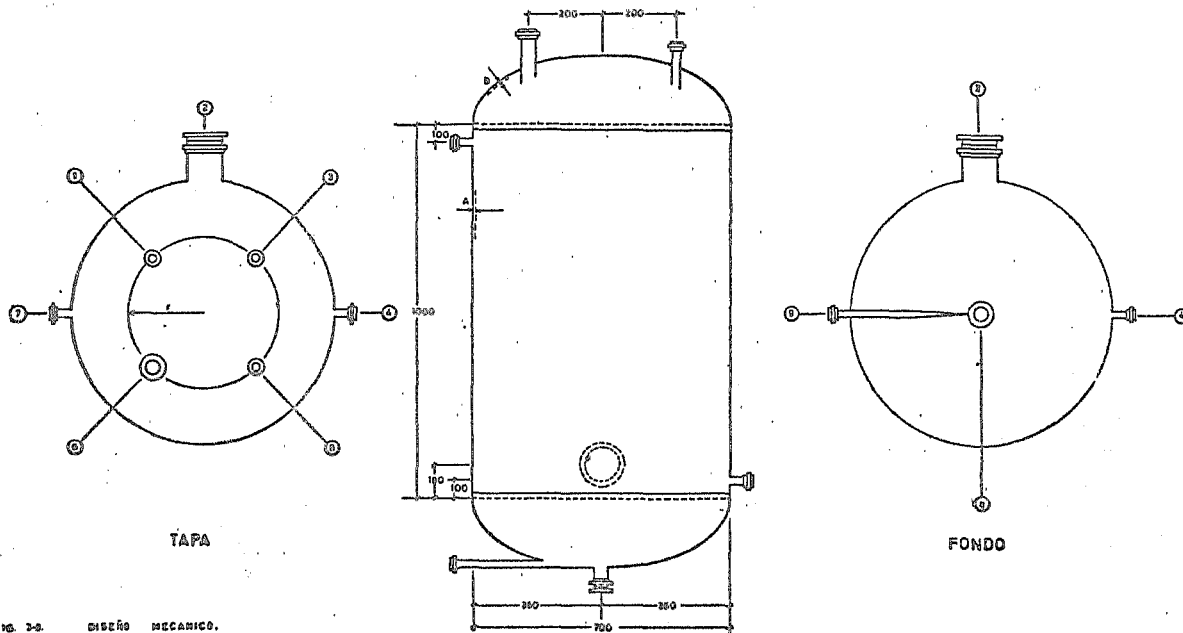


FIG. 3-8. DISEÑO MECANICO.

NOTAS:

1- ASY. CALCULO POR FABRICANTE

2- SIN ESCALA

ELEVACION

BOQUILLAS			DATOS DE DISEÑO		SISTEMA DE MEDICION DE FLUJO DE FLUIDOS		
MCA. N°	N°	RES.	DESCRIPCION	TAMANO	SERVICIO: TANQUE DE ALMACENAMIENTO	NT 2	
1	1		ENTRADA DE AIRE COMPRIMIDO	1" Ø	TAMANO: 700mm Ø E 1000mm H	PROYECTO: TESIS PROFESIONAL	
2	1		ENTRADA DE MANO	6" Ø	PRESION DE OPERACION: 150 PSI	LABORATORIO DE TECNOLOGIA	
3	1		VENTEO	3/4" Ø	PRESION DE DISEÑO: 225 PSI (P. DE PRUEBA) 310 PSI	E.N.E.P.	ZARAGOZA U.N.A.M.
4	1		INDICADOR DE TEMPERATURA	3/4" Ø	TEMPERATURA DE OPERACION: 360°F	DIBUJO: FELIX PEREZ ORDOÑEZ	
5	1		INDICADOR DE PRESION	3/2" Ø	TEMPERATURA DE DISEÑO: 430°F	FACULTAD DE QUIMICA	
6	1		ENTRADA DE LIQUIDO	1 1/2" Ø	DENSIDAD DEL CONTENIDO: 12.8 lb./ft <sup>3</sup>	U. N. A. M.	
7	1		INDICADOR DE NIVEL	3/4" Ø	CODIGO ASME SECCION VIII	MATERIAL DE CONSTRUCCION: ACERO AL CARBON	
8	1		DRENAJE Y SUCCION DE BOMBA	1 1/2" Ø	MATERIAL DE CONSTRUCCION: ACERO AL CARBON	CORROSION INTERNA PERMISIBLE: C	
9	2		INDICADOR DE NIVEL	3/4" Ø			

## ECUACIONES DE DIMENSIONAMIENTO

### RELACIONES DE VOLUMEN

Un recipiente cilíndrico cerrado en ambos extremos con cabezas cóncavas elípticas tiene un volumen igual al volumen de la sección cilíndrica - mas dos veces el volumen contenido en una de las cabezas. El volumen contenido en una cabeza puede expresarse en términos de un cilindro de volumen equivalente que tiene el mismo diámetro interno como la sección cilíndrica de la cabeza.

La siguiente figura es una sección transversal de una cabeza elipsoidal con la relación 2:1 del eje mayor al eje menor.

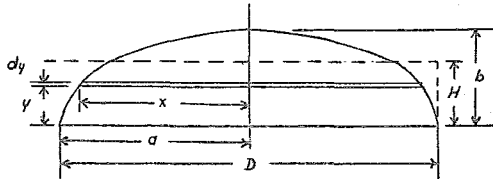


Figura 3.6 Dimensiones para una cabeza elipsoidal 2:1.

Las ecuaciones para el volumen contenido en este tipo de cabezas son como sigue:

La ecuación de una elipse es:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

Para una cabeza elipsoidal cóncava 2:1

$$a = 2b$$

Sustituyendo tenemos



$$\frac{x^2}{4b^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

Expandiendo tenemos

$$x^2 + 4y^2 = 4b^2$$

Resolviendo para  $x^2$

$$x^2 = 4b^2 - 4y^2 = 4(b^2 - y^2)$$

Por otra parte sabemos que

$$V = \pi r^2 L = \text{volumen del cilindro}$$

Para una cabeza

$$V_{\text{cabeza}} = \pi x^2 y$$

donde

$x$  = radio del cilindro

$y$  = altura del cilindro

Diferenciando

$$dV = A dy = x^2 dy$$

Sustituyendo  $x^2$  e integrando

$$V = \int_0^b \pi x^2 dy = 4\pi \int_0^b (b^2 - y^2) dy$$

$$V = 4\pi \int_0^b b^2 dy - 4\pi \int_0^b y^2 dy$$

$$V = 4\pi \left[ b^2 y - \frac{y^3}{3} \right]_0^b = \frac{8}{3} \pi b^3 = \frac{\pi a^3}{3}$$

El volumen de un cilindro equivalente es:

$$V = \pi a^2 H$$

donde:

H = longitud del cilindro

igualando

$$\pi a^2 H = \frac{\pi a^3}{3} \quad ; \quad H = \frac{a}{3} = \frac{D}{6}$$

Entonces el volumen de dos cabezas elipsoidales teniendo una relación de eje mayor a eje menor 2:1 es:

$$V_{\text{cabezas}} = \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) \left( \frac{D}{6} \right)^2 = \frac{\pi D^3}{12}$$

Luego el volumen total contenido en el recipiente es:

$$V_{\text{recipiente}} = \frac{\pi D^2}{4} L + \frac{\pi D^3}{12}$$

donde:

L = longitud del recipiente

$$L = \left[ \frac{4V}{\pi D^2} - \frac{D}{3} \right]$$

## RELACIONES DE COSTO

El diámetro de una placa circular requerida para formar una cabeza elipsoidal es aproximadamente 22% mayor que el diámetro interno del recipiente terminado. Asimismo el costo de fabricación de las cabezas expresado en pesos por lb. de acero utilizado es aproximadamente 50% mayor que el costo de la fabricación correspondiente a la coraza.

El costo de la coraza del recipiente es

$$Cs\rho \left( \frac{\pi DL}{12} \frac{t}{12} \right) = Cs\rho \frac{\pi D}{12} \frac{t}{12} \left[ \frac{4V}{D^2} - \frac{D}{3} \right]$$

donde

$Cs$  = costo de la coraza fabricada, pesos por libra

$t$  = espesor de la coraza y cabezas, in.

$\rho$  = densidad del acero, lb/ft<sup>3</sup>

Como el costo de la cabeza fabricada es  $Cs' = 1.5 Cs$ , entonces el costo de las dos cabezas elipsoidales será:

$$2 \times 1.5 Cs\rho \left[ \frac{\pi}{4} (1.22 D)^2 \frac{t}{12} \right]$$

y el costo total del recipiente es

$$\begin{aligned} C &= Cs\rho \frac{\pi}{12} \frac{t}{12} \left[ \frac{4V}{D} - \frac{D^2}{3} + \frac{3}{4} (1.22 D)^2 \right] \\ &= Cs\rho \frac{\pi}{12} \frac{t}{12} \left[ 1.275 \frac{V}{D} - \frac{D^2}{3} + 1.115 D^2 \right] \\ &= Cs\rho \frac{\pi}{12} \frac{t}{12} \left[ 1.275 \frac{V}{D} + 0.782 D^2 \right] \end{aligned}$$

Pero como

$$t = \frac{Pd}{2f} = \frac{PD}{24f}$$

sustituyendo obtenemos:

$$C = Cs \rho \bar{P} \frac{PD}{288 f} \left[ 1.275 \frac{V}{D} + 0.782 D^2 \right]$$

$$C = CsK \left[ 1.275 V + 0.782 D^3 \right]$$

donde

$$K = \frac{\rho \bar{P} P}{288 f}$$

El costo de la coraza no es constante pero es una función del peso del recipiente el cual a su vez es función de la presión y del diámetro. Para recipientes que tienen un espesor de placa de hasta 2 in el costo del recipiente puede estimarse como que varía inversamente con  $D^{1/3}$

$$Cs = \frac{Cs''}{D^{1/3}}$$

sustituyendo en la ecuación:

$$C = Cs'' K \frac{1.275 V}{D^{1/3}} + 0.782 D^{8/3}$$

Manteniendo V constante, diferenciando e igualando a cero a fin de obtener el mínimo, encontramos que:

$$\frac{dC}{dD} = -\frac{1}{3} \frac{1.275 V}{D^{4/3}} + \frac{8}{3} (0.782) D^{5/3} = 0$$

$$6.25 D^3 = 1.275 V$$

$$D^3 = 0.204 V$$

sustituyendo V encontramos que

$$D^3 = 0.204 \left[ \frac{\pi D^2}{4} L + \frac{\pi D^3}{12} \right]$$

$$D = 0.160 L + 0.053 D$$

$$L = \frac{0.947}{0.160} D = 5.93 D \approx 6 D$$

Entonces de acuerdo al costo de fabricación la relación óptima para recipientes cilíndricos con cabezas elípticas con espesor de placa de hasta 2 in. es:

$$\frac{L}{D} = 6$$

Para recipientes con espesor de placa entre 2 y 6 in. el costo del recipiente varía inversamente con el  $D^{1/4}$

$$C_s = \frac{C_s'''}{D^{1/4}}$$

sustituyendo en la ecuación

$$C = C_s''' K \left[ \frac{1.275 V}{D^{1/4}} + 0.782 D^{2.75} \right]$$

Diferenciando e igualando a cero para obtener el mínimo encontramos que

$$\frac{dC}{dD} = \frac{-1}{4} \frac{1.275 V}{D^{5/4}} + \frac{11}{4} (0.782) D^{1.75} = 0$$

$$8.60 D^3 = 1.275 V$$

$$D^3 = 0.148 V$$

sustituyendo por V obtenemos:

$$D^3 = 0.148 \left[ \frac{\pi D^2}{4} L + \frac{\pi D^3}{12} \right]$$

$$D = 0.116 L + 0.039 D$$

$$L = \frac{0.961}{0.116} D = 8.28 D \approx 8D$$

Entonces para recipientes con espesor de placa de 2 in. a 6 in. la relación óptima de acuerdo al costo de fabricación será:

$$\frac{L}{D} = 8$$

#### DISTRIBUCION PARA TANQUES

Los tanques de almacenamiento se diseñan independientemente del arreglo de planta y distribución de la tubería; sin embargo, alternativamente sus dimensiones y detalles de las boquillas y los soportes deberán calcularse en función de la economía total del sistema. Esto se debe a que el costo de la tubería y plataformas de accesos a válvulas e instrumentos dependen de la orientación de las boquillas.

A continuación vamos a evaluar en detalle las localizaciones para -- las diferentes boquillas y cojinetes de los soportes.

#### ENTRADA/SALIDA líquido o vapor

La entrada del líquido está sobre la tapa y en un extremo del recipiente y la salida en el fondo en el extremo opuesto. También es posible tener una entrada por el fondo pero esto propicia una columna interna o tubo vertical de depósito y una placa vertedera en el interior del recipiente. Este arreglo es factible para una conexión de gran diámetro pues una entrada en el fondo puede economizar tubería y accesorios. En algunos casos las boquillas de entrada y salida pueden colocarse convenientemente en el centro del recipiente sin ninguna alteración en el diseño; la salida del vapor en este caso es por lo general diametralmente opuesta a la salida del líquido.

#### VENTEO Y DRENAJE

Las boquillas de venteo se localizan en la parte superior del recipiente, preferentemente cerca de un extremo y con la boquilla de drenaje en el fondo en el extremo opuesto. Este arreglo es especialmente importante cuando la inclinación del recipiente propicia el punto de drenaje.

En recipientes horizontales las líneas de drenaje y venteo pueden estar en cualquier punto del tanque siempre que cumplan la condición de estar en el fondo y tapa respectivamente. Si el recipiente tiene una entrada de hombre en la parte superior, el venteo puede estar localizado en la cubierta de entrada.

De la misma forma se puede colocar una válvula de drenaje sobre la tubería de salida en lugar de estar sobre el recipiente.

#### VALVULAS DE ALIVIO

Las conexiones para válvulas de alivio pueden colocarse en cualquier lugar sobre la tapa del recipiente, de preferencia cerradas por boquillas que tengan válvulas.

#### SALIDAS DE VAPOR

Estas conexiones normalmente se colocan en la línea opuesta a la de venteo si se trata de un tanque horizontal o en la tapa si el tanque es vertical, ambas líneas paralelas a las líneas tangentes al tanque.

#### INDICADORES DE NIVEL

Durante la operación el nivel del líquido en el recipiente es constantemente agitado por la entrada del mismo y por la acción de los remos en las conexiones. Si la entrada está en un extremo y la salida está en el otro, la sección menos agitada será la del centro del recipiente, este será el mejor lugar para los indicadores de nivel en los tanques horizontales; para los tanques verticales será aquel que presente el mínimo de perturbaciones y que abarque todo el rango que se pretende medir.



#### PRESION Y TEMPERATURA

La conexión de presión puede estar localizada en el espacio del vapor en la parte superior del recipiente. La conexión de temperatura es generalmente una conexión de lado, ambas conexiones deben presentar la cara a la plataforma o pasillo.

#### ENTRADA DE HOMBRE

Estas pueden ser colocadas en la parte superior, en un lado o en el fondo, La preferencia del cliente determina su localización. Si la línea central de la entrada de hombre es de 12 ft. o mayor sobre la superficie, se requiere una plataforma de acceso.

#### COJINETES DEL RECIPIENTE

Se recomienda que su colocación sea proxima a las líneas tangentes a 1/5 de la distancia total entre ellas, sin embargo, esta dimensión es flexible de tal forma, que los cojinetes puedan estar muy cerca de las líneas tangentes si se requiere.

No obstante lo anterior la distribución o arreglo de planta y localización de equipo alrededor de los recipientes, pueden influenciar en la localización de las boquillas; por ejemplo, la salida del líquido podría ser la boquilla más próxima a la succión de la bomba y las conexiones de servicios y las líneas auxiliares podrían agruparse para estar más cerca de la red de tubería.

#### SOPORTES

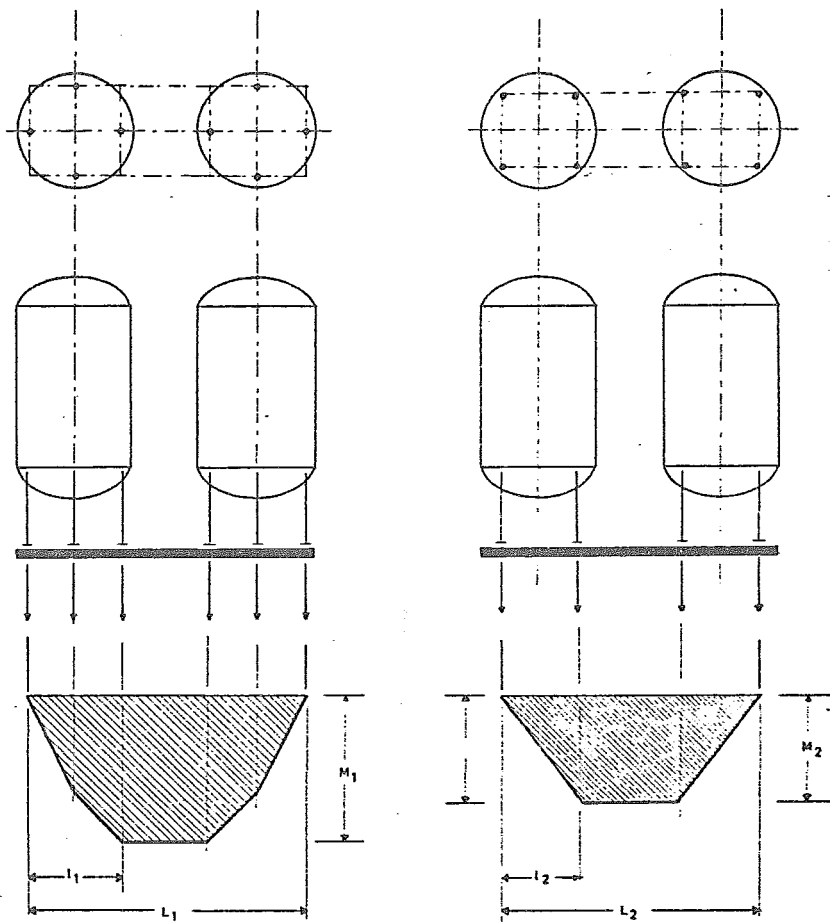
En el diseño de la planta, la economía total del arreglo del recipiente depende de la estructura que lo soporta. A continuación vamos a -

esquematar algunos arreglos de estructuras para ver cual presenta mayor ventaja en función del costo. Estos ejemplos pueden aplicarse a una variedad de diseños para soportes de equipo en una planta de proceso.

Una estructura de acero soporta dos recipientes verticales como muestra la figura 3.7 considerando el mismo tipo de acero para la estructura, el arreglo de la figura 3.7a requiere 30% mas de acero que el de la figura 3.7b. La diferencia entre las dos estructuras está en la orientación - sobre el anillo estructural de acero de las patas que soportan a los recipientes.

La manera en como esten arreglados los puntos en contacto entre las patas o agarraderas del recipiente por un lado y el anillo trabe de soporte por el otro, pueden dar la diferencia de costo en las estructuras que soportan recipientes. En la figura 3.7c, se muestran los soportes de esquina alrededor de las agarraderas del recipiente. Estos soportes de esquina pueden ser fabricados como partes removibles si el recipiente va a ser levantado en el lugar. Para soportar al recipiente directamente sobre el anillo trabe, figura 3.7d, podemos eliminar los soportes de esquina y facilitar el levantamiento. La figura 3.7, muestra la ventaja de tener recipientes de igual diámetro para simplificar los arreglos de trabe.

La figura 3.7 también muestra los diagramas de momentos de flexión - donde podemos ver que el máximo momento de flexión es mucho más grande para el arreglo de la figura 3.7a lo cual nos indica un mayor costo de acero.



$$L_1 > L_2 ; l_1 > l_2 ; M_1 > M_2$$

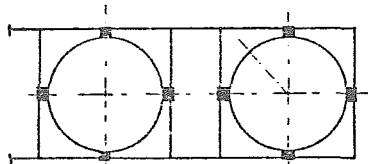
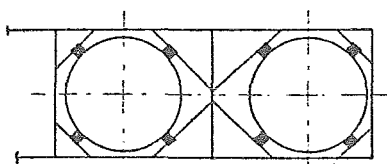


FIG. 3-7.

SOPORTES.

### DIMENSIONES OPTIMAS DE RECIPIENTES

Para construir un recipiente de una cierta capacidad y con el mínimo de material, debe determinarse la óptima relación de longitud a diámetro.

Esta relación puede encontrarse por medio del siguiente procedimiento:

a).- La presión está limitada a 1,000 psi. y se suponen cabezas elípticas.

$$F = \frac{P}{CSE}$$

donde:

P = presión de diseño, psi.

C = corrosión permisible, in.

S = esfuerzo del material, psi.

E = eficiencia de junta.

b).- Con el valor de F y el volumen requerido del recipiente, se determina de la figura 3.8 el diámetro del tanque.

c).- Para calcular la longitud del recipiente partimos de que:

$$L = \frac{4V}{\pi D^2}$$

donde:

V = volumen del recipiente, ft<sup>3</sup>.

D = diámetro interno del recipiente, ft.

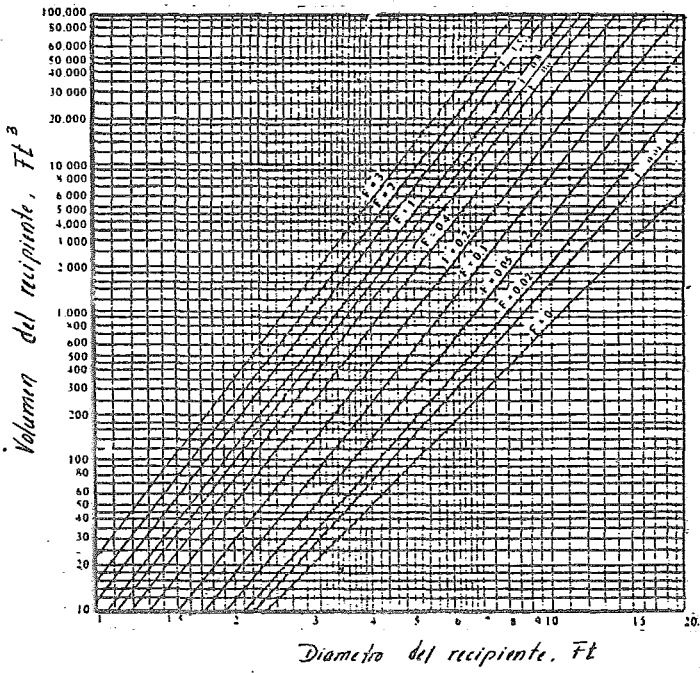


Fig 3.8 Dimensiones óptimas de recipientes

**BASES PARA FIJAR LAS CONDICIONES DE DISEÑO**

**1.- Seleccionar la mayor de las siguientes:**

- a) Presión y temperaturas más severas durante la vida normal.
- b) La presión y la temperatura de operación mas un 10%.
- c) La presión de operación mas 25 psi. y una temperatura de operación mas 50°F.

**2.- Espesor de placa**

**2.1.- Envoltentes cilíndricos**

**2.1.1.- En función de la costura longitudinal**

$$t = \frac{P R}{SE - 0.6P} \quad \begin{array}{l} t < 1/2 R \\ P < 0.385 SE \end{array}$$

$$P = \frac{S E t}{R + 0.6t}$$

donde:

- t = espesor mínimo, in.
- P = presión de diseño, psi.
- S = esfuerzo permitido, psi.
- E = eficiencia de junta, %.
- R = radio interno, in.

**2.1.2.- En función de la costura circunferencial**

$$t = \frac{P R}{2SE + 0.4P}$$

$$P = \frac{2 SEt}{R - 0.4t}$$

Cuando el tanque es pequeño, controla la costura longitudinal; cuando el tanque es elevado debido a los vientos y efectos sísmicos lo que controla es la costura circunferencial.

Considerando tanques pequeños las siguientes gráficas son de gran utilidad en el cálculo del espesor de placa de la envolvente.

Estas gráficas tienen aplicación para un tipo de material con una eficiencia de junta especificada en cada gráfica; concretamente se aplican a:

Material	Esfuerzo (Psi)
Acero al carbón	
ASTM - SA - 285 - C	13,750

Para otros tipos de material se tienen los siguientes factores de corrección:

Esfuerzo (Psi)	Constante
11,250	1.2220
12,500	1.1000
15,000	0.9167
16,250	0.8460
17,500	0.7857
18,500	0.7330

## 2.2.- Cabezas semielípticas

### 2.2.1.- Semielípticas relación 2:1

$$t = \frac{P \times R}{2SE - 0.2P}$$

$$P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$$

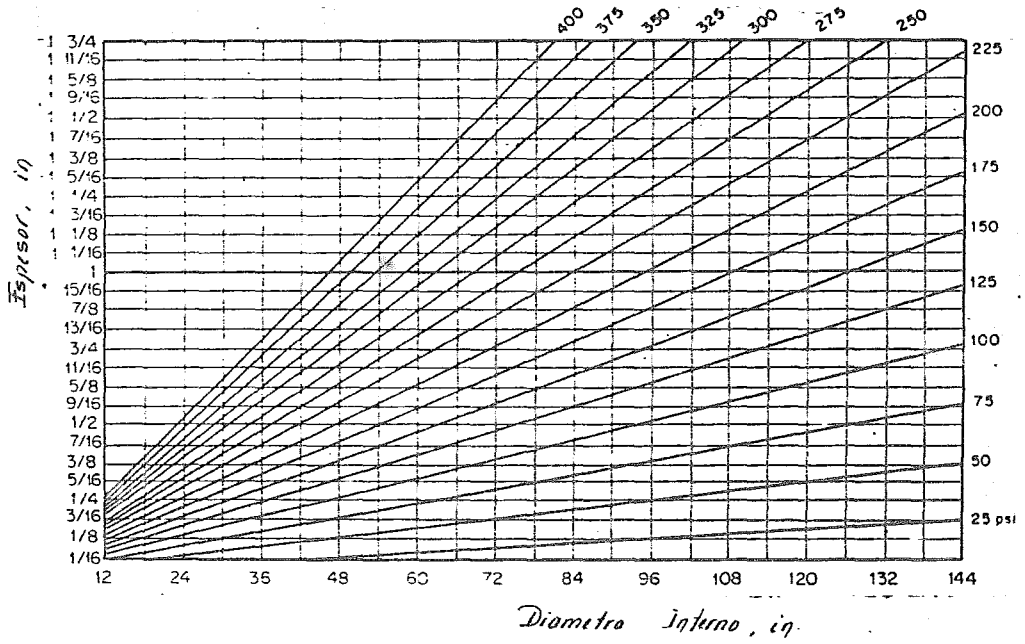


Figura 3.9a



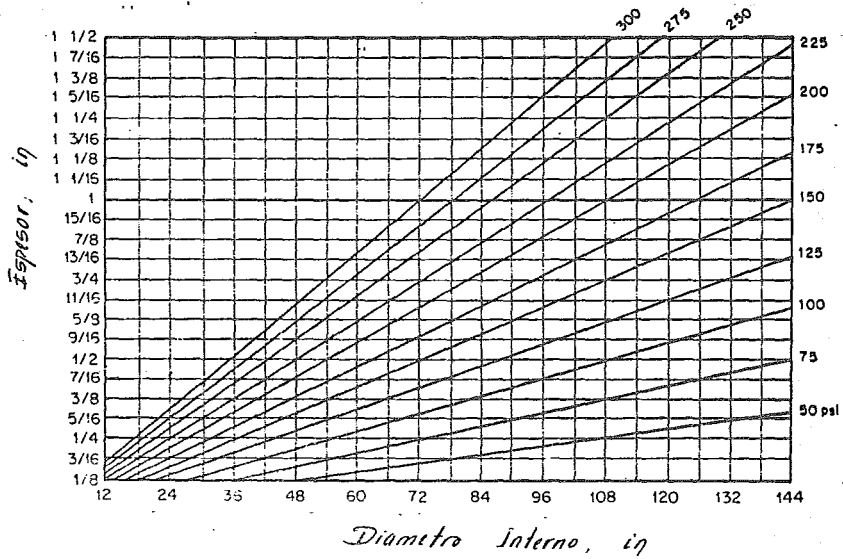


Figura 3.9b

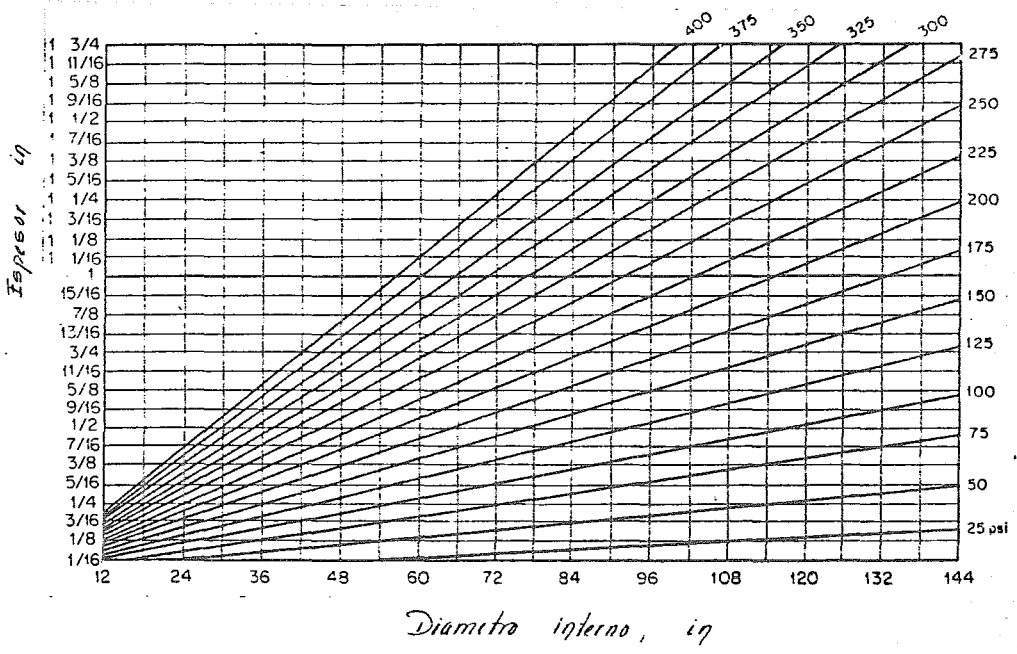


Figura 3.9c

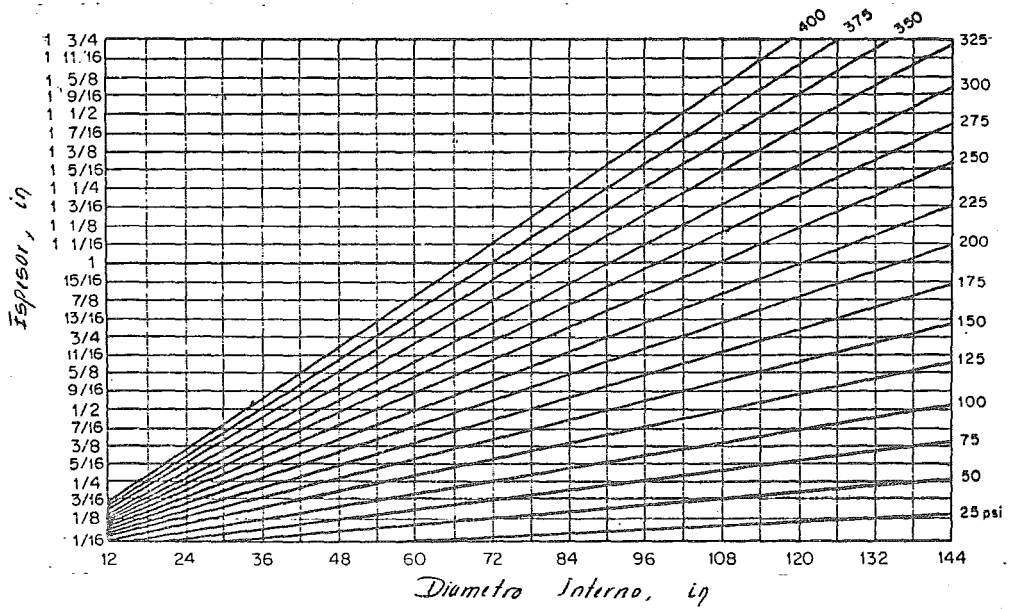


Figura 3.9d

La siguiente gráfica es útil para calcular el espesor de placa de cabezas semielípticas; en esta gráfica no se incluye la corrosión permisible y se considera totalmente radiografiado; también está hecha para el mismo tipo de material que las anteriores y para usar cualquier otro, se recurre a los factores de corrección mencionados anteriormente.

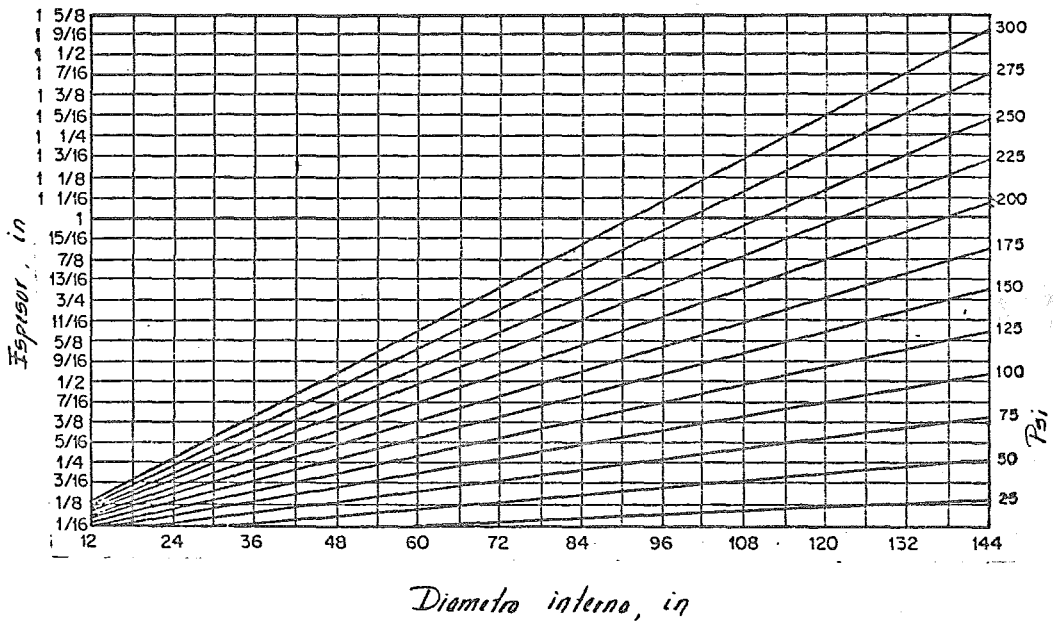


Figura 3.9e

## MEMORIA DE CALCULO

## DISEÑO BASICO

## DIMENSIONES DEL RECIPIENTE

## Requerimientos:

Volumen a almacenar	$V = 16 \text{ ft}^3 = 450 \text{ lts.}$
Eficiencia de juntas	$E = 80 \%$
Corrosión permisible	$C = 0.0625 \text{ ''}$
Esfuerzo permisible	$S = 13,800 \text{ Psi}$
Presión de diseño	$P = 103.5 \text{ Psi}$

$$F = \frac{103.5}{0.0625 \times 13,800 \times 0.80} = 0.150$$

de la gráfica

$$\text{Para } V = 450 \text{ lts.} \approx 16 \text{ ft}^3 \quad \text{y } F = 0.15$$

$$D = 1.83 \text{ ft} = 557.78 \text{ mm} = 22 \text{ in.}$$

$$L = \frac{4 \times 16}{\pi (1.83)^2} = 6.083 \text{ ft}$$

$$L = 6.083 \text{ ft.} = 1,854.14 \text{ mm.} = 73 \text{ in}$$



## DISEÑO MECANICO

## 1.- Condiciones de operación y diseño

Condición	P		T	
	kg/cm <sup>2</sup>	Psi	°C	°F
Presión de operación	5.145	73.5	-	-
Temperatura de operación	-	-	80	176
Presión de diseño	7.245	103.5	-	-
Temperatura de diseño	-	-	108	226

## 2.- Eficiencia de las juntas soldables y tolerancia de corrosión.

Eficiencia juntas del cuerpo	80 %
Eficiencia juntas de cabezas	80 %
Tolerancia a la corrosión del cuerpo	1/16 "
Tolerancia a la corrosión de las cabezas	1/16 "
Radiografías del cuerpo	spots
Radiografías de las cabezas	spots

## 3.- Materiales de construcción

Cuerpo	ASTM - SA - 285 - C
Cabezas	ASTM - SA - 285 - C
Soportes	ASTM - SA - 285 - C
Bridas	ASTM - SA - 181
Empaques	Asbesto comprimido Garlock 7021
Tornillos	ASTM - A - 193 - 137
Tuercas	ASTM - A - 194 - 24

## 4.- Espesores de placa

Cuerpo:

$$t = \frac{P R}{SE-0.6P}$$

$$t = \frac{103.5 \times 11}{13,800 \times 0.80 - 0.6 \times 103.5} = 0.1037 "$$

Cabezas: Semi-elípticas 2:1

$$t = \frac{PD}{2SE-0.2P}$$

$$t = \frac{103.5 \times 22}{(2 \times 13,800 \times 0.80) - (0.2 \times 103.5)} = 0.1032''$$

Espesores

	Cuerpo	Cabezas
Calculado	0.1037 "	0.1032 "
Corrosión	0.0625 "	0.0625 "
Mínimo requerido	0.1662 "	0.1657 "
Nominal	0.1875 "	0.1875 "

## 6.- Máxima presión de trabajo permisible

Cuerpo:

$$P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$$

$$P = \frac{(13,800)(0.8)(0.125)}{11 + 0.6(0.125)} = 124.6$$

P = 125 psi. 8.5 atm.

Cabezas:

$$P = \frac{2SEt}{D + 0.2t}$$

$$P = \frac{(13,800)(2)(0.80)(0.125)}{22 + 0.2(0.125)} = 125.5$$

P = 125 psi.

Bridas:

tipo Slip On 150 lb.

## 7.- Presión de prueba hidrostática

A temperatura ambiente

$$P_h = 1.5 P_{\max \text{ trab.}} \frac{S_c}{S_h}$$

donde:

$S_c$  = esfuerzo permitido en frío

$S_h$  = esfuerzo permitido en caliente

de  $-20^\circ\text{F}$  a  $650^\circ\text{F}$

$$S_c = S_h$$

$$P_h = 1.5 (125) = 187.5 \text{ psi.}$$

8.- Peso del recipiente vacío

I.- Cilindro

Peso = Volumen(Densidad)

$$W = \pi D H t \rho$$

donde:

D = diámetro del tanque

H = altura del tanque

t = espesor de la placa

$\rho$  = densidad

$$W = \pi \times 569 \times 1.854 \times 5 \times 7.8 \times 10^{-6} = 129.25 \text{ kg.}$$

II.- Cabezas

Considerando que entre las dos forman una esfera,

$$\text{Peso} = \frac{\pi D^3}{6} \rho$$

$$\text{Peso} = \frac{\pi (569)^2 (7.8(10^{-6}))(5)}{6} = 39.66 \text{ kg.}$$

III.- Bridas

Marcã	Tipo	Peso	
A	Slip On	3 lb.	1.362 kg.
B	Slip On	2 lb.	0.908 kg.
C	Slip On	2 lb.	0.908 kg.



D	Slip On	3 lb.	1.362 kg.
E	Slip On	4 lb.	29.596 kg.
			<hr/>
			33.596 kg.

## IV.- Soportes

$$W = 128 \times 9 \times 933 \times 7.8 \times 10^{-6} \times 3 = 25.15 \text{ kg.}$$

## V.- Placas de respaldo

$$W = 228 \times 152 \times 9 \times 7.8 \times 10^{-6} \times 3 = 7.30 \text{ kg.}$$

## VI.- Placa base

$$W = 89 \times 89 \times 6 \times 7.8 \times 10^{-6} \times 3 = 1.112 \text{ kg.}$$

PESO TOTAL 236.068 kg.

## 9.- Peso del recipiente lleno de agua

	W (lb.)	W (kg.)
I.- Cilindro	165	74.91
II.- Cabezas	2(50.35)	45.72
		<hr/>
		120.63 kg.
		240.00 kg.
		<hr/>
Peso del recipiente lleno de agua		360.63 kg.

A P E N D I C E 2

B O M B A S

### SELECCION DE BOMBAS

Antes de seleccionar el mejor tipo de bombas para nuestro sistema vamos a plantear los factores más importantes que influyen en dicha selección.

Tales factores son:

- Fluido a manejar: agua y solventes tipo
- Gasto: hasta 20 gpm.
- Temperatura: hasta 80°C
- Presión de entrada: menor, igual o mayor a la atmosférica
- Presión de salida: quedará determinada por el proceso en cuestión

En base a los requisitos que debe reunir el sistema de tubería y a los datos anteriores, seleccionaremos el mejor tipo de bombas.

Todas las bombas que se utilizan hoy en día las podemos clasificar, debido al mecanismo con que mueven al fluido, en tres clases principalmente.

- 1.- Bombas centrífugas
- 2.- Bombas rotatorias
- 3.- Bombas reciprocantes

### BOMBAS CENTRIFUGAS

Se les llama así porque utilizan la fuerza centrífuga para producir un aumento de presión que mueva al líquido.

Esta clase de bombas están básicamente constituidas por dos partes: el impulsor y la coraza.

El impulsor es la parte que rota y como el fluido pasa a través de él, esta es la forma en que le puede transmitir la energía. La coraza es la cubierta del impulsor y además contiene los cojinetes que soportan la flecha, sobre la cual está montado el impulsor.

Existen diversos tipos de bombas centrífugas como son:

- a) Voluta.- Se utiliza para amplios rangos de flujo, y pueden ser horizontales o verticales, simples o multietapas.

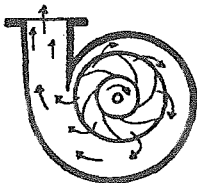


Figura 3.10

Se caracterizan por convertir la energía cinética del líquido en presión estática como lo muestra la figura 3.10.

- b) Difusor.- Este tipo de bombas cambia la dirección del flujo convirtiendo su energía cinética en presión, se utilizan como unidades de multietapas a altas presiones. Originalmente este tipo de bombas eran consideradas más eficientes que las tipo voluta, sin embargo, hoy la eficiencia de ambas es casi igual.

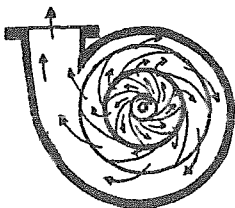
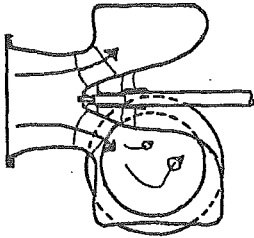


Figura 3.11

- c) Flujo mixto.- Este tipo de bombas utiliza la fuerza centrífuga y la fuerza debida al movimiento de las aspas para -- transformar la energía cinética en presión.



Son ideales en aplicaciones de cabezas pequeñas y grandes capacidades. Generalmente son verticales y contienen un impulsor de entrada simple. Se fabrican también algunas unidades horizontales.

Figura 3.12

- d) Flujo axial.- También llamadas bombas propulsoras, desarrollan la mayoría de su cabeza por la acción del movimiento de sus aspas sobre el líquido, son generalmente verticales y se recomiendan para bajas cabezas y grandes capacidades.



Figura 3.13

- e) Turbina.- Este tipo de bombas va adicionando energía al líquido en un cierto número de impulsores durante la rotación. Son de capacidades desde bajas hasta medias y de cabezas elevadas. Se utilizan para líquidos puros y pueden ser verticales u horizontales.

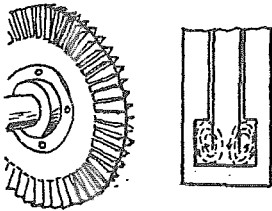


Figura 3.14

CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

VELOCIDAD ESPECIFICA

La velocidad específica es un indicio del tipo de bomba que se debe emplear, utilizando la cabeza y la capacidad obtenidas en el punto de eficiencia máxima. Determinando también el perfil o forma del impulsor.

En números la velocidad específica son las revoluciones por minuto a las cuales debe girar un impulsor si se reduce el tamaño, para entregar 1 gpm. contra una cabeza total de 1 ft..

Los impulsores para altas cabezas generalmente tienen baja velocidad específica; y los impulsores para bajas cabezas tienen alta velocidad específica.

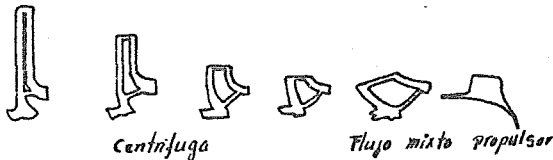
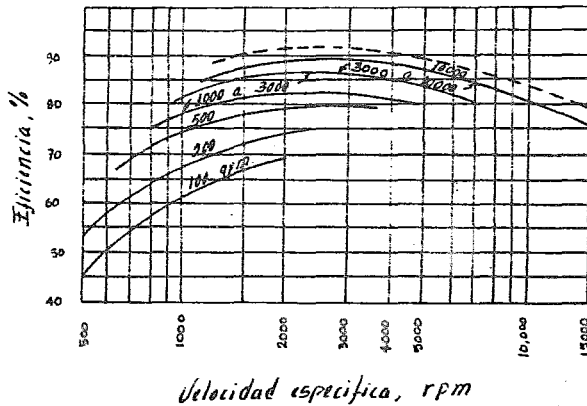


Figura 3.15 Curva de velocidad específica contra eficiencia.

Como muestra la figura 3.15, cada diseño de impulsor tiene un rango - de velocidad específica para el cual resulta ser el mejor que se adapta. - Estos rangos están aproximados y sin divisiones definidas entre ellos. La figura anterior nos da relaciones generales entre la forma del impulsor, la eficiencia y la capacidad.

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo (rotatorias y - reciprocantes), una bomba centrífuga operando a velocidad constante maneja cualquier capacidad, desde cero hasta alcanzar un máxima, dependiendo de la cabeza, el diseño y las condiciones de succión. Las curvas características mostradas en las figuras 3.16 y 3.17 muestran una interrelación de cabeza, capacidad, potencia y eficiencia, para un impulsor y una cubierta específicos. Es común graficar cabeza, potencia y eficiencia contra capacidad a velocidad constante como se puede observar en las gráficas. Para casos especiales es posible graficar cualquiera de las tres variables contra una cuarta.

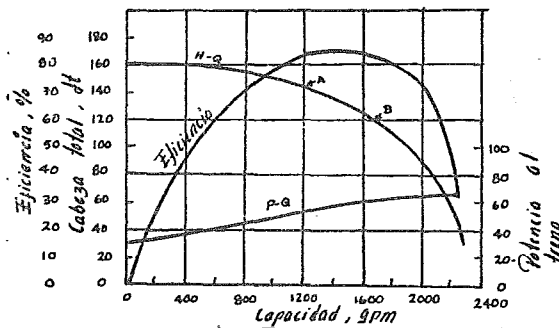


Figura 3.16 Curva de cabeza contra capacidad

#### CURVA CABEZA CONTRA CAPACIDAD H-Q

Este tipo de curva muestra la relación entre la capacidad y la cabeza

total, puede ser creciente, decreciente, corta o extendida dependiendo del tipo y diseño de impulsor. En el punto A, la cabeza es de 144 ft. y la capacidad de 1,200 gpm., en el punto B a 120 ft. de cabeza, la capacidad asciende a 1,680 gpm..

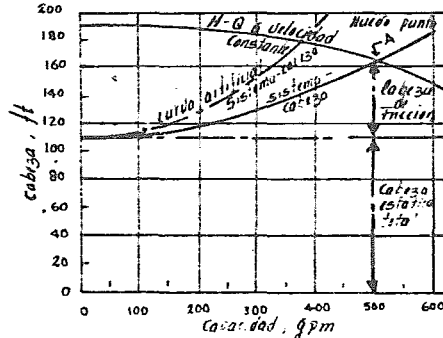


Figura 3.17 Curva sistema contra cabeza.

#### CURVA SISTEMA CONTRA CABEZA

Esta curva se obtiene por combinación de la curva fricción contra cabeza, con la cabeza estática y cualquier diferencia de presión en sistemas de bombeo.

Una curva de fricción contra cabeza es una gráfica que proviene de la relación entre el flujo y la fricción de tuberías, válvulas y conexiones en líneas de succión y descarga; después de que la cabeza de fricción varía fuertemente como se observa en el cuadro de flujo, la gráfica de este es generalmente parabólica. La cabeza estática es la diferencia que existe entre los niveles de succión y descarga del líquido.

Sobreponiendo la curva de la bomba cabeza contra capacidad sobre la curva de cabeza contra sistema obtenemos el punto A, que nos representa la cabeza y la capacidad a la cual la bomba opera en ese sistema particular de tubería.



Cuando una bomba se mueve a más de una velocidad una gráfica semejante a la figura 3.18, muestra el funcionamiento completo para una succión dada.

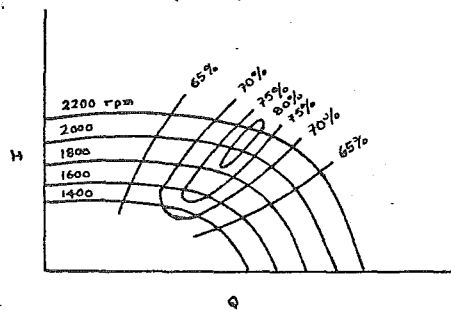


Figura 3.18

Para obtener estas gráficas las curvas cabeza contra capacidad se trazan para las velocidades consideradas. Las curvas de los puntos que tienen la misma eficiencia son sobrepuestas, estas curvas de eficiencia constante también llamadas curvas de Isoeficiencia permiten encontrar la velocidad y la eficiencia requeridas para cualquier condición de cabeza-capacidad.

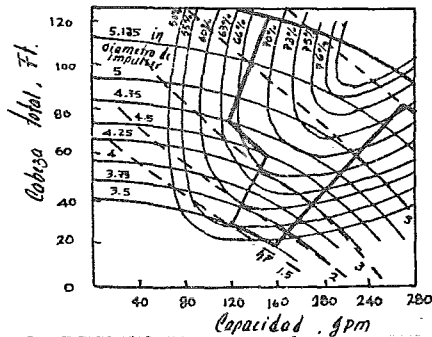


Figura 3.19 Curva diámetro de impulsor.

#### DIAMETRO DE IMPULSOR

Nuestro primer conjunto de curvas características muestran el funcionamiento para un diámetro de impulsor dado (generalmente el diámetro máximo), pero los impulsores de mas de un diametro pueden adaptarse por lo general en una coraza dada. Las curvas anteriores (figura 3.19) muestran el funcionamiento de una bomba dada con impulsores de varios diámetros, en -- donde las lfneas gruesas encierran el area de aplicación práctica de este diseño particular. Nótese como la reducción en el diámetro del impulsor produce un efecto similar a la reducción en la velocidad de flecha de la bomba en las curvas anteriores.

### BOMBAS ROTATORIAS

Se conocen también como bombas de desplazamiento positivo debido a -- que por cada revolución de flecha se descarga una cantidad de líquido. Se mejante a la bomba centrífuga, el flujo generalmente es estable sin pulsaciones de gran presión.

Existen diversos tipos de bombas rotatorias entre los que destacan -- los siguientes:

- a) Engranés.- Este tipo de bombas tiene dos o más engranes dentro de la coraza y durante la rotación el líquido llena los espacios entre los dientes de los engranes del lado de la succión, de aquí es transportado y sale por el engranaje del otro lado de la bomba.

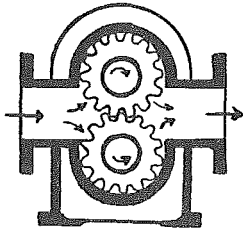


Figura 3.20

- b) Aspas.- En este tipo de bombas las aspas se mueven dentro y fuera del rotor, el cual es un conjunto que está en la cubierta fuera del centro. Cuando el rotor da vueltas con un contador exacto de reloj; el líquido fluye en la cavidad formada por el fondo del rotor y la pared de la cubierta.

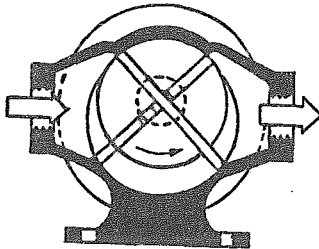


Figura 3.21

Como el rotor gira, induce la siguiente aspa en posición para atrapar líquido en la cavidad, una mayor rotación, fuerza el líquido a salir por la descarga de la bomba. Las aspas son sostenidas dentro de la pared interna de

la cubierta por la fuerza centrífuga producida por la rápida rotación del rotor.

c) Tornillo.- Estas bombas introducen el líquido por uno o ambos extre--

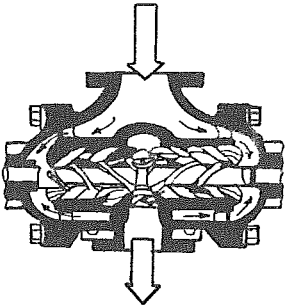


Figura 3.22

mos del rotor o rotores, donde es atrapado por las cavidades formadas por las -- roscas del tornillo. Las hay con uno, - dos o tres tornillos.

Cuando se utiliza un solo tornillo, el líquido entra por un extremo y se descarga por el otro, el tornillo corre en una hélice de doble filo.

El espacio libre es un factor importante en muchos diseños de bombas - rotatorias, este tipo de bombas maneja un amplio rango de líquidos visco -- sos no abrasivos.

### CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS ROTATORIAS

Las curvas características para una bomba rotatoria de engranes se muestra en la figura 3.23 y nos da la relación cabeza-capacidad. El desplazamiento de una bomba rotatoria varía directamente con la velocidad, excepto cuando la capacidad puede estar afectada por la viscosidad u otros factores. Los líquidos densos pueden limitar la capacidad de la bomba a altas velocidades debido a que no pueden fluir suficientemente rápido dentro de la cubierta.

Una disminución o pérdida en la capacidad entre la cubierta y el elemento de rotación, suponiendo una viscosidad constante, será modificada con el incremento en la presión.

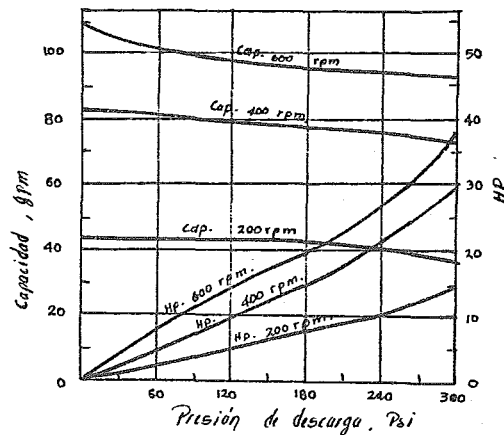


Figura 3.23 Curva característica de las bombas rotatorias; capacidad-cabeza.

Por ejemplo en la figura anterior la capacidad a una presión de descarga 0, es 108 gpm. pero a 300 psi. y la misma velocidad la capacidad es de 92 gpm..

La potencia de entrada en una bomba rotatoria aumenta con la viscosi-

dad del líquido y la eficiencia disminuye. Esto también es cierto para otras clases de bombas. Sin embargo, las bombas rotatorias encuentran un amplio uso para líquidos viscosos. Es prudente utilizar la siguiente figura para dimensionar líneas de succión y para prevenir excesivas pérdidas por fricción.

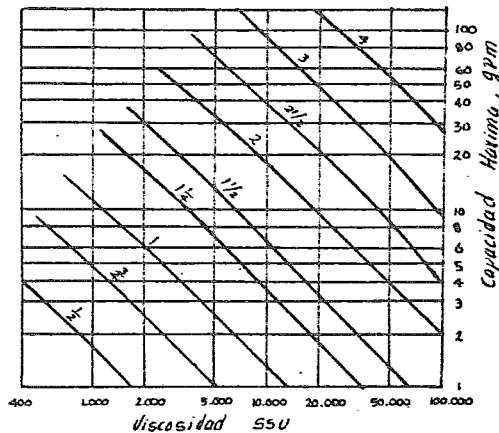


Figura 3.24 Tamaño recomendado de tubería de succión para líquidos viscosos en 10 ft. de tubo recto con dos codos y una válvula de compuerta.

### BOMBAS RECIPROCANTES

Esta clase de bombas utilizan pistones, émbolos, diafragma y otros -- dispositivos que desplazan positivamente un volumen dado de líquido duran-- te cada golpe de la unidad.

Al igual que las bombas centrífugas y las rotatorias, las bombas reci-- procantes tienen varios tipos entre los cuales se encuentran los siguien-- tes:

- a) De acción directa.- Son bombas de vapor y están compuestas por dos -- conjuntos de válvulas colocadas a la salida del -- líquido.

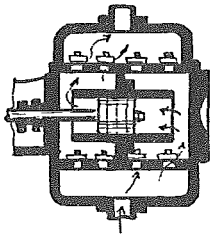


Figura 3.25

superior izquierda. Esta es una bomba de doble acción y el líquido descar-- ga en cada golpe. El arreglo real de las válvulas difiere en el tipo de -- diseño.

- b) Potencia.- Esta clase de bombas tienen diferentes arreglos de las vál-- vulas de succión y de descarga. En la figura se presentan una unidad de simple acción en la que -- el líquido se introduce en el cilindro durante un golpe de émbolo. En el próximo golpe, el émbolo fuerza al líquido a través de las válvulas de des-- carga colocadas a la salida de la bomba.

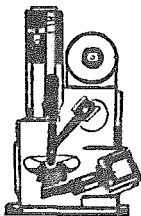


Figura 3.26

Este tipo de bombas manejan rangos de capaci--

dad desde muy bajos a medios y presiones mayores de 15,000 psi..

- c) Pistón radial.- Son de diseño relativamente nuevo; tienen pistones colocados en un anillo externo cuyo centro de rotación puede ser cambiado. Moviendo el anillo a una posición exéntrica, produce succión y descarga a través de las válvulas, en el centro de la bomba.

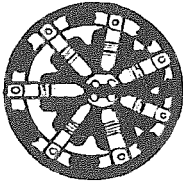


Figura 3.27

Otra caracterfstica importante de este tipo de bombas es que invirtiendo la direccin de rotacin del anillo se invierte el flujo del líquido.



## CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS RECIPROCANTES

## ALTURA DE SUCCION

La altura total de succión recomendada para bombas reciprocantes con velocidad lenta y a nivel del mar es 22 ft., a altas velocidades las bombas generalmente no son capaces de levantar esta altura, las curvas que aparecen en la figura 3.28 muestran el efecto de la altura y la temperatura sobre el levantamiento de una bomba duplex de acción directa con diseño Valvula-placa 6\*4\*6 in..

El máximo levantamiento de succión teórico de una bomba es de 34 ft. con agua fría a nivel del mar. La diferencia entre éste y el práctico representa las perdidas por fricción en las válvulas y en las tuberías, por la cabeza dinámica y por las diferentes entradas que hay en el sistema. -

Otros factores que afectan el levantamiento real de succión son el tipo de bomba, el diseño de las válvulas de succión, los pistones, los émbolos, los pasos o tramos de succión y la presión de vapor del líquido. - Asimismo los límites mostrados en las curvas deberán tomarse solo como ilustración de un diseño particular.

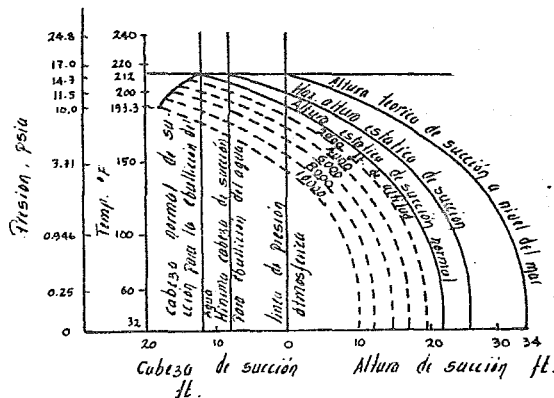


Figura 3.28 Curva altura de succión.

## CAPACIDAD Y VELOCIDAD

Las bombas reciprocantes no succionan líquidos; reducen la presión en la cámara de succión y debido a la presión externa que generalmente es la atmosférica, se introduce el líquido a la bomba. Para cualquier bomba con una dimensión dada en la línea de succión la capacidad o velocidad máxima está determinada por la cabeza neta positiva de succión (NPSH).

Cuando la velocidad se aumenta en una bomba reciprocante, su capacidad también aumenta. La grafica muestra las velocidades basicas para bombas de acción directa y para bombas tipo potencia. La velocidad se expresa en --- pies por minuto de movimiento de pistón para más tarde también expresarlo como velocidad de pistón o rpm..

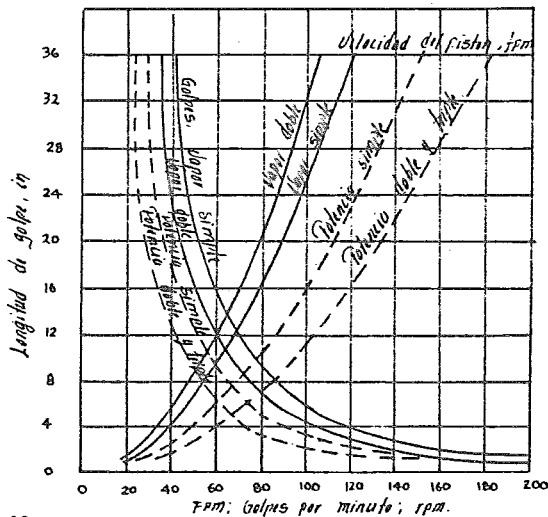


Figura 3.29 Curva capacidad y velocidad.

La viscosidad y la temperatura del líquido bombeado también influyen en la velocidad y capacidad de la bomba. Como muestra la tabla 3.1 cuando la viscosidad del líquido cambia de 250 a 5000 ssu. la velocidad de la --

bomba disminuye al 65% y cuando la temperatura aumenta de 70 a 250 °F, tenemos una disminución similar de la velocidad al 62%.

TABLA 3-1

FACTORES DE CORRECCION DE VELOCIDAD							
Viscosidad de líquidos, ssu	250	500	1000	2000	3000	4000	5000
Reducción de la velocidad, %	0	4	11	20	26	30	35
Temperatura del líquido, °F	70	80	100	125	150	200	250
Reducción de la velocidad, %	0	9	18	25	29	34	38

Semisólidos como miel (melaza) y jarabe (almíbar) son manejados en -- bombas reciprocantes diseñadas para funcionar sin una válvula de succión. En la descarga se utilizan válvulas de bola o válvulas de disco.

Al considerar una bomba dada, se debe checar con el fabricante los efectos determinados con la viscosidad, NPSH, la temperatura y el diseño -- sobre la capacidad.

La tabla anterior sintetiza los factores de corrección de velocidad para viscosidad y temperatura dadas. Para su uso simplemente se multiplica la velocidad por el porcentaje de reducción expresado como un decimal.

En la tabla 3-2 se presenta un resumen de las características principales de las diferentes clases y tipos de bombas.

## ETAPAS DE SELECCION DE UNA BOMBA

La selección de una bomba está basada en cinco etapas que son las siguientes.

### 1a.- DISTRIBUCION DE EQUIPO

Serfa imposible seleccionar una bomba si no se tiene un diagrama de la distribución del equipo en el sistema que se está analizando. Este diagrama deberá mostrar toda la tubería, las conexiones, las válvulas, el equipo y - demas accesorios ademas de mostrar la longitud de tubo recto así como la de tubería vertical. Todo esto podría quedar dentro del diagrama de flujo o bien en un plano isométrico si lo que se tiene es un sistema más complejo.

### 2a.- DETERMINACION DE CAPACIDADES

Las condiciones de trabajo fijan la capacidad requerida. Por ejemplo: el flujo máximo de vapor de salida de una turbina con las condiciones del vapor, determinan la cantidad mínima de agua de enfriamiento a una temperatura dada. Los cambios de tiempo, factor de seguridad deseada, etc. influyen en la capacidad real seleccionada. La capacidad normalmente se expresa en gpm.

### 3a.- REPRESENTACION DE LA CABEZA TOTAL

La figura 3.30 muestra varios tipos de arreglos en la succión de bombas.

Por ejemplo: Si una bomba maneja 500 gpm. de agua a través de 86 ft. de una tubería de succión de 6 in. y hay un codo de medio radio que tiene una resistencia igual a 14 ft. de tubo recto, la longitud equivalente total de la tubería de succión será  $(86 + 14)$  ft. = 100 ft.. Las pérdidas -

por fricción de la tabla 3.2 son 1.7 ft. de agua por 100 ft. de tubería. - La cabeza dinámica es casi 0.5 ft. y la cabeza estática de succión es 8 ft, entonces la cabeza de succión es  $8 + 1.7 + 0.5 = 10.2$  ft.. La cabeza de descarga se encuentra en forma similar utilizando las dimensiones de la tubería de descarga la longitud de tramo recto y los accesorios en la línea. La cabeza total es la suma de la cabeza de succión y de la cabeza de descarga. Cuando tenemos una cabeza de succión estática como en la figura 3.30b restamos la cabeza de succión de la cabeza de descarga para obtener la cabeza total.

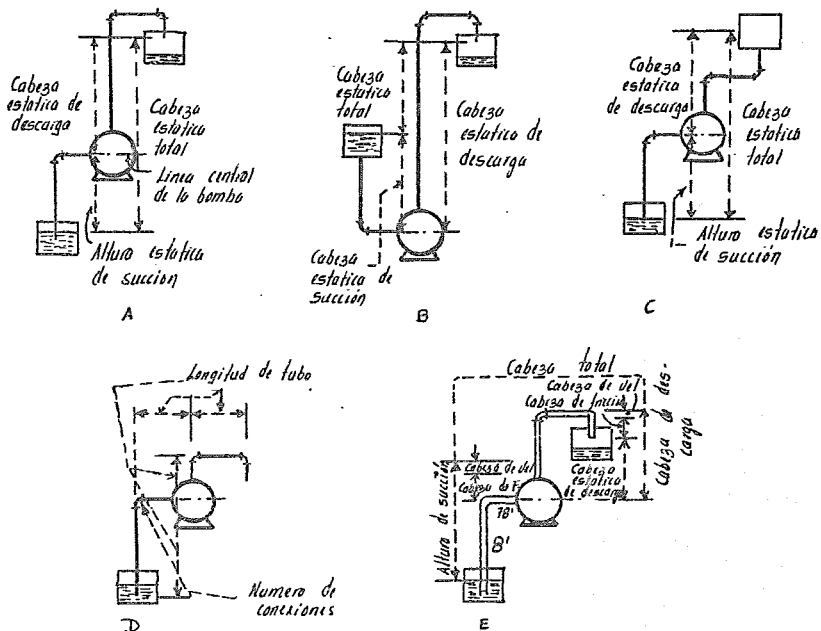


Figura 3.30 Arreglos de succión en bombas.

TABLA 3-2

	CENTRIFUGA		ROTATORIA	RECIPROCANTE		
	Voluta y Difusor	Flujo Axial	Tornillo y Engrane	Vapor Acción Directa	Potencia Doble Acción	Triple
Flujo de descarga	Estable	Estable	Estable	Intermitente	Intermitente	Intermitente
Máxima succión usual, ft.	15	15	22	22	22	22
Líquidos manejados	Limpios, puros, sucios, abrasivos; Líquidos con alto contenido de sólidos.		Viscosos no abrasivos	Limpios y puros		
Rango de presión de descarga	Bajo a alto		Medio	Bajo a muy alto		
Rango usual de capacidad	Pequeño al mas grande disponible.		Pequeño a medio	Relativamente pequeño		
Como afecta el aumento de cabeza:						
Capacidad	Disminuye		Nada	Disminuye	Nada	Nada
Potencia de entrada	Depende de la velocidad		Aumenta	Aumenta	Aumenta	Aumenta
Como afecta la disminución de cabeza:						
Capacidad	Aumenta	Nada	Pequeño aumento	Nada	Nada	Nada
Potencia de entrada	Depende de la velocidad específica		Disminuye	Disminuye	Disminuye	Disminuye

#### 4a. ETAPA - ESTUDIO DE LAS CONDICIONES DEL LIQUIDO

Antes de esta etapa hemos determinado la necesidad de conocer dos requerimientos importantes como son - cabeza y capacidad - ; vamos ahora a determinar las características del líquido y su efecto en la selección de la bomba. Los líquidos más pesados que el agua (densidad relativa mayor de 1) requieren mayor potencia para ser movidos de un punto a otro, los líquidos más ligeros requieren menor potencia. La temperatura del líquido y la presión de vapor fijan la cabeza neta positiva de succión (NPSH) necesaria para una operación satisfactoria. A menos que se tenga una gran experiencia en esta fase de selección de bombas, lo mejor es que el fabricante cheque las condiciones de succión. La viscosidad del líquido afecta la potencia, la cabeza y la capacidad así como la clase de bomba elegida (seleccionada).

#### 5a. ETAPA - ELECCION DE LA CLASE Y TIPO

El estudio del diagrama de distribución nos señala la capacidad y la cabeza de la bomba que necesitamos, este es el primer paso para conocer que clase de bomba es aceptable.

La selección de la bomba debe estar en función del costo. Otro factor importante en la selección de la bomba es el tipo de servicio que se desea (continuo ó intermitente). La velocidad que se quiere también afecta frecuentemente ya que las bombas de altas velocidades son más baratas; otro factor importante será el arreglo de las bombas (en serie o en paralelo).

## MEMORIA DE CALCULO

## 1a. Etapa Cálculo de la longitud equivalente total

Para el calculo de la potencia requerida por la bomba y partiendo del diagrama de distribución del equipo y la tubería, existe un camino del líquido que ocasiona la máxima pérdida de presión en el sistema el cual indica el requerimiento de la mayor potencia de bombeo.

Esto se debe a que dicha trayectoria comprende la máxima longitud equivalente de tubería que puede recorrer el fluido en nuestro sistema, ya que contiene por un lado, la máxima longitud de tubo recto y por el otro, la mayor cantidad de válvulas y conexiones.

Para una trayectoria dada de nuestro sistema

Concepto	No	Le.u	L.e.t.
Tubo recto 1 1/2"	100	1.00	100.00
Válv. de comp, 1 1/2"	13	1.75	22.75
Válv. de globo 1 1/2"	2	46.00	92.00
Válv. check 1 1/2"	3	17.00	51.00
Válv. de tres pasos	3	20.00	60.00
Codos 90° 1 1/2"	15	4.50	67.50
Tes 1 1/2"	9	3.00	27.00
Expansión 3/4" - 1 1/2"	1	1.60	1.60
Cruz	1	2.60	2.60
Longitud equivalente total			424.45 ft.

## 2a. Etapa Cálculo del gasto que se maneja en el sistema

El gasto que se pretende manejar estará de acuerdo con lo que se -  
desea o del proyecto en especial que se este analizando; sin embargo, -  
en la mayor parte de los proyectos, se pretende que los gastos sean pe-



queños, más o menos en un rango de 20 a 30 GPM

3a. y 4a. Etapas Cálculo de la cabeza total requerida

Para el cálculo de la cabeza total requerida, necesitamos conocer la naturaleza del fluido a manejar y las condiciones de operación.

Por tal razón, vamos a incluir en esta etapa "el estudio de las propiedades del fluido", tal y como se muestra en la siguiente tabla:

a T = 25 °C

Solvente	Viscosidad ( $\mu$ )	Densidad ( $\rho$ )
	Cps	lb/ft <sup>3</sup>
Acetaldehido	0.22	48.81
Acetato de etilo	0.45	56.17
Acetona 35%	1.60	49.40
Benceno	0.62	56.10
Cloroformo	0.56	92.82
Etol 95%	1.30	49.20
Etilenglicol 100%	19.00	69.20
Glicerina 50%	5.30	78.55
Hexano	0.32	41.08
Isopropanol	2.00	49.20
Metanol 90%	0.73	49.37
Etilenglicol 50%	3.50	66.21

## Potencia requerida

## Datos;

Sustancia	Glicerina 50%
Temperatura	25 °C
Viscosidad	5.3 Cps.
Densidad	78.55 lb/ft <sup>3</sup>
Tubería	Acero al carbón
	$\phi_n = 1 \frac{1}{2}$ "
	$d = 1.61$ "
	$D = 0.1342$ ft.

## Balance de Energía

1).- Definir límites del sistema

$$\frac{P_1}{\rho} + Z_1 \frac{g}{g_c} + \frac{V_1^2}{2g_c} + W_0 = \frac{P_2}{\rho} + Z_2 \frac{g}{g_c} + \frac{V_2^2}{2g_c} + \sum H_f \left| \begin{array}{l} 2 \\ 1 \end{array} \right.$$

2).- Escoger nivel de referencia

$$Z_1 = 0 \quad \text{Nivel de referencia: la bomba}$$

3).- Energía cinética en 1

Como  $V_1 \rightarrow 0$ , se considera despreciable

4).- Presión de succión y descarga

Si los tanques están venteados

$$P_1 = P_2$$

Entonces:

$$W_0 = Z_2 \frac{g}{g_c} + \frac{V_2^2}{2g_c} + \sum H_f \left| \begin{array}{l} 2 \\ 1 \end{array} \right.$$

$$z_2 = 2.30 \text{ m} \times \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} = 7.55 \text{ ft}$$

$$\frac{v_2^2}{2g_c} = \frac{v_2^2}{64.4} = 0.0155 v_2^2$$

$$H_f \Big|_1^2 = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g_c} = f \frac{425}{0.1342} \frac{v^2}{64.4} = 49.18 f v^2$$

Q ft <sup>3</sup> /seg	Q GPM	V ft/seg	W	V <sup>2</sup>	N <sub>Re</sub>	f	B	C	W <sub>o</sub>	H <sub>p</sub>
0.02228	10	1.58	1.75	2.4964	3408	0.043	0.0387	5.28	12.87	0.041
0.04456	20	3.16	3.50	9.9856	6815	0.036	0.1548	17.68	25.38	0.162
0.06684	30	4.73	5.25	22.3729	10201	0.032	0.3468	35.21	43.11	0.411
0.08912	40	6.30	7.00	39.6900	13588	0.031	0.6152	60.51	68.68	0.874
0.1114	50	7.88	8.75	62.0944	16995	0.029	0.9625	88.56	97.07	1.544
0.1337	60	9.47	10.50	89.6809	20425	0.028	1.3901	123.49	132.43	2.538
0.1560	70	11.05	12.25	122.1025	23832	0.0278	1.8926	166.94	176.38	3.93
0.1782	80	12.62	14.00	154.2644	27218	0.0270	2.4686	211.48	221.50	5.638
0.2005	90	14.20	15.75	201.6400	30626	0.0265	3.1254	262.79	273.47	7.831
0.2228	100	15.78	17.50	249.0084	34034	0.0260	3.8596	318.40	329.81	10.494

$$V_0 = \underset{A}{7.55} + \underset{B}{0.0155} V^2 + \underset{C}{49.18} f V^2$$

$$N_{Re} = 123.9 \frac{d v \rho}{\mu}$$

donde:

d = diámetro interno, in

v = ft/seg

$$\rho = 1\text{b/ft}^3$$

$$\mu = \text{Cps.}$$

$$N_{Re} = 2,156.76 \text{ V}$$

$$e/D = 0.00125$$

$$W = Q \times$$

$$\text{HP} = \frac{W_0 \times W}{550}$$

#### 5a. Etapa Selección de la clase de la bomba

De acuerdo al servicio que se requiere y al gasto que se va a manejar, una bomba centrífuga de 1 HP sería suficiente para todo el sistema; sin embargo, como se pretende variar las condiciones de trabajo para hacer más flexible a este sistema, se podrá instalar otra bomba que bien podría ser centrífuga o rotatoria ya que ambas pueden manejar gastos pequeños. Esto nos proporcionaría un criterio más amplio en el estudio práctico de bombas que es lo que se pretende con el sistema de bombeo.

A P E N D I C E 3

E Y E C T O R E S

### SISTEMA DE VACIO

Un eyector es un tipo simplificado de una bomba de vacío o de un compresor que no tiene válvulas, pistones, rotores u otras partes móviles. Opera por la acción de una corriente de entrada a alta presión y esta constituido por una boquilla de entrada que descarga a altas velocidades a través de una cámara que se encuentra conectada al equipo que va a ser evacuado. El gas es arrastrado por la corriente de entrada y se introduce a un difusor en forma de venturi el cual convierte la energía cinética de la corriente de entrada en energía de presión.

La siguiente figura muestra un eyector simple con sus partes principales.

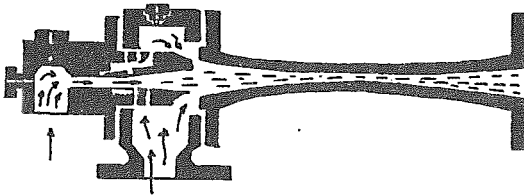


Figura 3.31 Componentes básicos de un eyector.

#### CARACTERISTICAS

Los eyectores tienen las siguientes características que los hacen ser buenos equipos para producir condiciones económicas de vacío:

- 1.- Manejan mezclas de vapor húmedas, secas o corrosivas.
- 2.- Producen cualquier vacío razonable para operaciones industriales.
- 3.- Existen en todos los tamaños para satisfacer cualquier requerimiento de capacidad.
- 4.- Sus eficiencias son de razonables a buenas.
- 5.- No tienen partes móviles por lo que tienen bajo costo de mantenimiento.
- 6.- Su operación es estable dentro del rango de diseño.
- 7.- Sus costos de instalación son relativamente bajos comparados con los de las bombas de vacío.
- 8.- El espacio requerido es pequeño.
- 9.- La operación es simple.

#### TIPOS

Debido a la corriente que se utiliza como motriz (corriente de entrada), existen dos tipos de eyectores: los operados por agua o líquido de proceso y los que funcionan con vapor o aire; los primeros se utilizan para crear vacíos bajos y los segundos cuando lo que se pretende es tener vacío de medio a grande.

En función del proceso en cuestión, existen eyectores de una sola etapa o de multietapas. Las etapas extra, con o sin interetapas de condensado de corriente, permiten que el sistema opere a más bajas presiones absolutas que una unidad de etapa simple.

Para eyectores de multietapas se utilizan los intercondensadores como

equipo adicional para obtener varios tipos de operación y economía de --- corriente.

#### USOS

Este tipo de equipo tiene diferentes usos a nivel industrial.

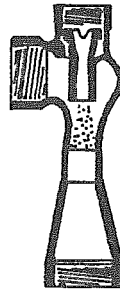
Las siguientes figuras ilustran algunos de los muchos usos de los -- eyectores.



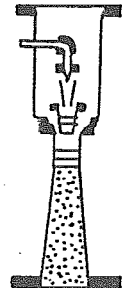
Bomba de vacío



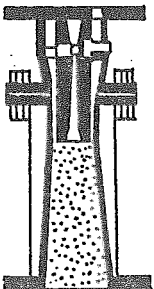
Compresor



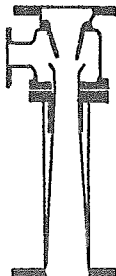
Sifón



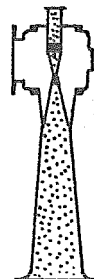
Soplador



Desobrecalentador



Eductor



Lavador de humos

Fig. 3.32 Eyectores de vapor, aire, gas y líquido



#### SELECCION DEL EYECTOR

La selección de este equipo se efectuó principalmente en función del objetivo que debe cumplir, así como del costo; dicho objetivo será el de crear vacío que en un momento dado sustituya al sistema de bombeo.

Se analizó la posibilidad de utilizar un eyector de vapor debido a que son los más comunes en la industria, sin embargo, se desechó esta idea por dos razones:

- a).- Solo se desea tener un vacío moderado ya que se van a manejar gases pequeños.
- b).- El costo del equipo sería elevado debido a la necesidad de utilizar un condensador para el vapor que sale del eyector.

Por lo anterior, se ideó utilizar un eyector que funcionara con aire comprimido que es más económico que el vapor y de más fácil manejo, pues a la salida se conecta a la atmósfera y se tiene solucionado el problema que se presentaría con el vapor.

## DISEÑO DEL EYECTOR

El diseño del eyector se efectuó basándose en el nomograma presentado por S.A.K. Jeelani, A. Rajkumar y K.V. Kasipathi Rao (18).

El nomograma está basado en las siguientes ecuaciones, las cuales fueron obtenidas de los datos disponibles de la literatura (18)

$$M_A = 80 P_c + 7,000 C_D - 6,650 \quad \dots(1)$$

donde:

$$3 \times 10^3 \leq M_A \leq 13 \times 10^3$$

$$0.8 \leq C_D \leq 1.0$$

$$50 \leq P_c \leq 160$$

$$\ln(50 M_R) = 5.7122 \left[ 1 - e^{-0.8411 \ln(P_r/4.5)} \right] \quad \dots(2)$$

donde:

$$4.5 \leq P_r \leq 60$$

$$0.02 \leq M_R \leq 3.25$$

$$M_R = 3.25 + 0.08702 (P_r - 60)^{0.7095} \quad \dots(3)$$

donde:

$$60 \leq P_r \leq 900$$

$$3.25 \leq M_R \leq 14$$

$$D_R = 22.65 - 20.90 e^{-0.00335 P_r} \quad \dots(4)$$

donde:

$$5 \leq P_r \leq 350$$

$$2 \leq D_R \leq 16.5$$

$$D_R = 9.2 + 0.0204 P_r \quad \dots(5)$$

donde:

$$350 \leq P_r \leq 700$$

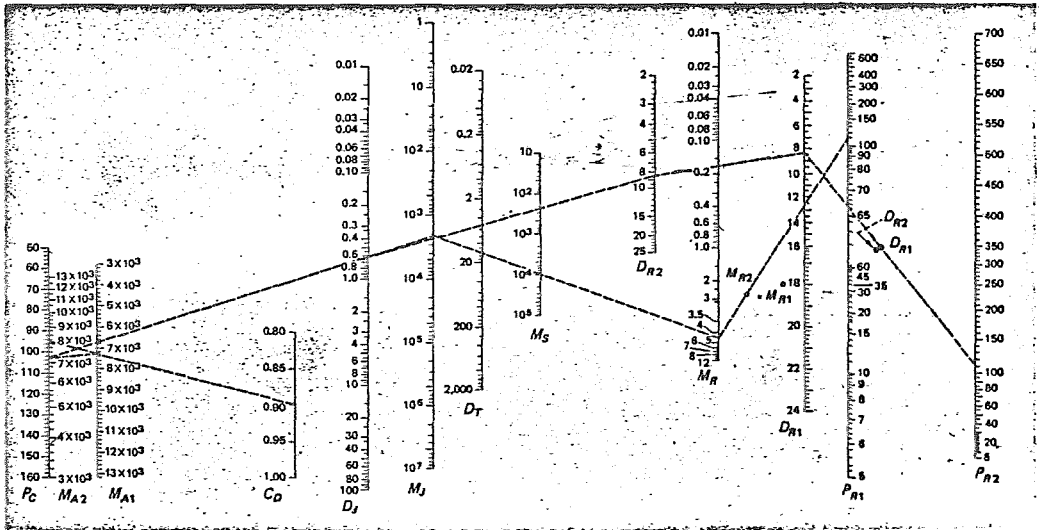
$$16.5 \leq D_R \leq 23.5$$

Se aplica para las condiciones siguientes:

- 1.-  $P_c$  es menor de 100 Psia.
- 2.-  $P_D$  es igual ó cercana a la presión atmosférica.
- 3.- La boquilla es de tipo convergente.

Para el mejor funcionamiento del eyector, las líneas guías sugeridas - por Kroll (18) son recomendadas:

- 1)  $C_D$  es 0.95 para una boquilla convergente con buen fresado y 0.90 para una boquilla con agujero recto y tubo tipo casquillo.
- 2) La longitud de la garganta del difusor es 8 veces  $D_T$ .
- 3) La entrada a la garganta del difusor deberá estar bien redondeada y -- pronunciada.
- 4) El ángulo de la parte final del difusor deberá estar entre  $4^\circ$  y  $10^\circ$  con una longitud de 4 a 8 veces  $D_T$ .
- 5) El funcionamiento del eyector es independiente de la posición de entrada del aire de vacío.
- 6) Los datos de Davis (18) y Mitra (18) revelan que la distancia entre el tipo de boquilla y la garganta del difusor deberá ser dos veces  $D_T$ . Sin embargo, la posición de la boquilla deberá ser regulable.



Nomograma

## NOMENCLATURA

- $D_j$  diámetro de la boquilla, in.
- $D_R$  relación óptima de diámetros =  $D_T/D_j$
- $D_T$  diámetro de la garganta del difusor, in.
- $C_D$  coeficiente de la boquilla de descarga.
- $P_c$  presión de aire motriz, Psia.
- $P_r$  relación de presiones =  $(P_c - P_D)/(P_D - P_s)$
- $P_D$  presión de descarga del eyector, Psia.
- $P_s$  presión de succión, Psia.
- $M_A$  velocidad de flujo másico del aire motriz / unidad de área de la boquilla, lb/hr in<sup>2</sup>
- $M_j$  velocidad del flujo másico del aire motriz, lb/hr.
- $M_R$  relación máxima de masa =  $M_s/M_j$
- $M_s$  velocidad del flujo másico del aire de entrada, lb/hr.

## MEMORIA DE CALCULO

## CONDICIONES DE VACIO

1.- Volumen que se desea evacuar

a).- Volumen del tanque 450.00 lts.

b).- Volumen de la tubería 26.28 lts.

Se tomó una longitud de tubo de 20 mts. con un  $\phi_n = 1 \frac{1}{2}$ "

$$V_T = 476.28 \text{ lts.}$$

2.- Masa del aire evacuado

a condiciones atmosféricas del lugar

$$T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P = 585 \text{ mm Hg.}$$

considerando comportamiento ideal

$$PV = nRT$$

y la masa del aire evacuado es igual a

$$m = \frac{PVM}{RT} = \frac{(585/760) \times 476.28 \times 29}{0.082 \times 293}$$

$$m = 442 \text{ grms.}$$

donde:

M = peso molecular del aire

m = 1 lb de aire

3.- Tiempo de evacuación

Si queremos un gasto igual a 20 GPM, la velocidad másica del aire deberá ser:

$$W = 12.076 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

y entonces el tiempo de evacuación es igual a

$$4.9685 \text{ min.}$$

Con los datos anteriores se procedió a calcular el eyector requerido.

Para dicho cálculo se siguió la siguiente secuencia:

- 1.- Datos
- 2.- Procedimiento
- 3.- Resultados

#### DATOS

Velocidad del flujo másico del aire de entrada

$$M_s = 12 \text{ lb/hr}$$

Coefficiente de la boquilla de descarga

$$C_D = 0.9$$

Presión de descarga del eyector

$$PD = 11.31 \text{ Psia.}$$

Presión de succión

$$Ps = 5 \text{ Psig}$$

Vacío absoluto = 6.135 Psia

$$= 0.4293 \text{ Atm.}$$

$$= 326 \text{ mm Hg.}$$

Presión del aire motriz

$$Pc = 50 \text{ Psig}$$

Los valores de las presiones anteriores se obtuvieron tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

- a).- Para la presión de succión se pensó en este valor dado que el vacío que se pretende tener en el sistema mas bien será pequeño.
- b).- En la presión del aire motriz, se tomó en cuenta la presión del aire disponible y además, el hecho de que para lo que se desea manejar y el vacío que se quiere tener, es suficiente la presión que se está asignando.

## PROCEDIMIENTO

1.- Con los valores de  $P_c$ ,  $P_D$  y  $P_s$  dados se calcula  $Pr$  como:

$$Pr = \frac{P_c - P_D}{P_D - P_s} = \frac{50}{5} = 10$$

Con  $Pr_1 = 10$  y el punto  $M_{R1}$  (se usa el punto  $M_{R1}$  para  $Pr < 60$  y el punto  $M_{R2}$  para  $Pr > 60$ ), encontramos:

$$M_R = 0.33$$

2.- Con  $M_R = 0.33$  y  $M_s = 12$  obtenemos:

$$M_j = 38$$

3.- Con  $P_c = 61.3$  y  $C_D = 0.9$  encontramos:

$$M_{A1} = 4.6 \times 10^3$$

4.- Leyendo  $4.6 \times 10^3$  sobre  $M_{A2}$  y conectando con  $M_j = 38$  calculamos:

$$D_j = 0.11$$

5.- Leyendo 10 en  $Pr_2$  y conectando con el punto  $D_{R1}$  (el punto  $D_{R1}$  se utiliza para  $Pr < 350$  y el punto  $D_{R2}$  para  $Pr > 350$ ), encontrando:

$$D_{R1} = 2.5$$

6.- Leyendo 2.5 en  $D_{R2}$  y conectando con  $D_j = 0.11$  tenemos:

$$D_T = 0.30$$

7.- Habiendo encontrado los valores para  $D_T$  y  $D_j$  se utilizan las líneas guía para completar el diseño.



## RESULTADOS

Velocidad másica del flujo de aire motriz

$$M_j = 38 \text{ lb/hr}$$

Velocidad másica del flujo de aire motriz por unidad de área de la boquilla

$$M_A = 4.6 \times 10^3 \text{ lb/hr in}^2$$

Diámetro de la boquilla

$$D_j = 0.13 \text{ in}$$

Estos valores obtenidos por medio del nomograma se pueden ratificar ó rectificar, utilizando las ecuaciones a partir de las cuales fué construido y de esta manera, corregir en cierta forma los posibles errores de lectura en las diferentes escalas de la gráfica.

Aplicando lo anterior a nuestro caso tendremos que para las condiciones del proceso:

Cuando

$$0.8 \leq C_D \leq 1.0$$

y

$$50 \leq P_c \leq 160$$

$$\begin{aligned} M_A &= 80 P_c + 7,000 C_D - 6,650 \\ &= 80 (61.315) + 7,000 (0.9) - 6,650 \end{aligned}$$

$$M_A = 4,555.2 \frac{\text{lb}}{\text{hr in}^2}$$

además si:

$$4.5 \leq Pr \leq 60$$

$$\ln (50 M_R) = 5.7122 \quad 1 - e^{-0.8411 \ln (Pr/4.5)}$$

$$M_R = 0.3287$$

Por último si:

$$5 \leq Pr \leq 350$$

$$D_R = 22.65 - 20.9 e^{-0.00335 Pr}$$

$$D_R = 2.44$$

Comparación de resultados

	Nomograma	Ecuación
$M_A$	$4,600 \frac{1b}{hr \text{ in}^2}$	$4,555.20 \frac{1b}{hr \text{ in}^2}$
$M_R$	0.33	0.3287
$D_R$	2.5	2.44

#### ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para un gasto determinado a manejar, existen dos variables que influyen directamente en los resultados obtenidos; la presión del aire motriz y la presión de succión ó vacío que se pretende tener.

Si fijamos la presión de succión ( $P_s$ ); el diámetro de la boquilla ( $D_j$ ), el diámetro de la garganta del difusor ( $D_T$ ) y la velocidad másica del flujo de aire motriz ( $M_j$ ) variarán en forma inversamente proporcional con la presión del aire motriz ( $P_c$ ) mientras que la velocidad másica del flujo de aire motriz por unidad de área ( $M_A$ ) lo hace directamente. Por otra parte si se fija la presión del aire motriz ( $P_c$ ) y varía el vacío del sistema ( $P_s$ ); el diámetro de la boquilla ( $D_j$ ), el diámetro de la garganta ( $D_T$ ) y la velocidad másica del aire motriz ( $M_s$ ) varían en forma directa mientras que la velocidad másica del aire motriz por unidad de área de boquilla permanece constante. Todo lo anterior queda demostrado

con la siguiente tabla:

P <sub>s</sub> Psig	P <sub>c</sub> Psig	P <sub>D</sub> Psi	P <sub>R</sub>	M <sub>s</sub>	M <sub>A</sub>	M <sub>R</sub>	M <sub>J</sub>	D <sub>J</sub>	D <sub>R</sub>	D <sub>T</sub>	C <sub>D</sub>
5	50	11.3	10	12	4554	0.33	36.71	0.10	2.44	0.24	0.9
"	60	"	12	"	5354	0.50	24.24	0.07	2.57	0.18	"
"	70	"	14	"	6154	0.67	17.88	0.06	2.71	0.16	"
"	80	"	16	"	5954	0.85	14.15	0.52	2.84	0.14	"
"	90	"	18	"	7754	1.02	11.76	0.042	2.97	0.12	"
6	50		8.33	"	4554	0.20	59.61	0.13	2.33	0.30	"
7	"		7.14	"	"	0.13	95.48	0.17	2.24	0.38	"
8	"		6.25	"	"	0.08	151.09	0.20	2.17	0.43	"
9	"		5.56	"	"	0.05	237.26	0.26	2.14	0.56	"
10	"		5.00	"	"	0.03	369.63	0.30	2.10	0.63	"

A P E N D I C E 4

CAMBIADORES DE CALOR Y

LECHO FLUIDIZADO

## SISTEMA DE MEDICION I

Esta parte consta de tres diferentes equipos:

- 1.- Cambiador de calor de doble tubo
- 2.- Cambiador de calor de tubos y coraza
- 3.- Lecho fluidizado ó torre empacada

### Cambiador de calor de doble tubo

El objeto de contar con un equipo de esta naturaleza en el sistema -- se debe a la importancia que tiene el análisis de las caídas de presión -- en tuberías, válvulas, conexiones y accesorios a diferentes temperaturas por un lado, ó bien, cuando lo que se desea es elevar la temperatura del fluido hasta un valor determinado para un proyecto específico.

Esto último es de gran aplicación en procesos de transferencia de masa donde se pretende alimentar el fluido a temperaturas por arriba de la ambiente.

El tipo de cambiador que se seleccionó fué el de doble tubo por su fácil fabricación, bajo costo y por cumplir con las características requeridas.

Los pasos que se siguieron en la selección y diseño del cambiador -- los podemos resumir en los siguientes:

- 1°.- Se tomó una longitud de horquilla en función del espacio disponible para este equipo.
- 2°.- Se definieron los fluidos a manejar con sus principales características.
- 3°.- Para un  $\Delta t$  dado se calculó el número de horquillas requeridas para todos los arreglos propuestos por Kern ( ) y se seleccionó el arreglo que proporciona el menor número de horquillas.

- 4°.- Se corrigió la temperatura de salida para un cambiador seleccionado con un número entero de horquillas.
- 5°.- Se calcularon las pérdidas de calor, en la tubería y en el tanque con un espesor y naturaleza de aislante dados para una vuelta completa.
- 6°.- Se calculó el tiempo y número de pasos necesarios para llegar a una temperatura específica.

## MEMORIA DE CALCULO

## 1°.- Longitud de horquilla

$$\text{longitud de horquilla} = 6 \text{ ft.}$$

## 2°.- Fluidos a manejar y características

Fluido caliente	Fluido frío
Vapor saturado seco	Agua

$$P = 5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 71.12 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \quad Q = 20 \text{ GPM}$$

$$T_1 = 303 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_1 = 68 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 303 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_2 = 86 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\lambda_{\text{vap}} = 1,181 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

3°.- Para un  $\Delta t = 18 \text{ }^\circ\text{F} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ 

$$t_1 = 68 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 86 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_{\text{prom}} = 77 \text{ }^\circ\text{F}$$

## 1.- Balance de calor

$$Q_1 = \text{calor que gana el agua}$$

$$Q_1 = w c_p \Delta t$$

$$Q_2 = \text{calor que cede el vapor}$$

$$Q_2 = -M \lambda_{\text{vap}}$$

del balance de calor

$$Q_1 = -Q_2$$

## Evaluación de las propiedades físicas

A partir de un programa de computadora se obtuvieron los polinomios de las propiedades físicas, en función de la temperatura; así tenemos:

Capacidad calorífica

$$C_p = 1.00465 - 1.31438 \times 10^{-4} t + 6.9099 \times 10^{-7} t^2$$

Densidad

$$\mu = 62.3403 + 0.007423 t - 1.2451 \times 10^{-4} t^2 + 1.5909 \times 10^{-7} t^3$$

Viscosidad

$$\rho = 2.9038 - 0.0463 t + 3.4692 \times 10^{-4} t^2 - 1.2468 \times 10^{-6} t^3 + 1.7294 \times 10^{-9} t^4$$

Conductividad termica

$$k = 0.3146 + 4.8552 \times 10^{-4} t - 6.8857 \times 10^{-8} t^2$$

$$Q_1 = 10,000 \text{ lb/hr} \times 0.9986 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F} (18 ^\circ\text{F})$$

$$Q_1 = 179,748 \text{ Btu/hr}$$

$$-Q_2 = Q_1 = M \text{ vap}$$

$$M = \frac{Q_1}{\lambda_{\text{vap}}} = \frac{179,748 \text{ Btu/hr}}{1,181 \text{ Btu/lb}} = 152.20 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$Q = 179,748 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$M = 152.20 \text{ lb/hr}$$

2.- MLTD

Fluido caliente		Fluido frío	Diferencia
303	temp alta	86	217 $\Delta t_1$
303	temp baja	68	235 $\Delta t_2$
			18 $\Delta t_2 - \Delta t_1$

$$\text{MLTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{18}{\ln \frac{235}{217}} = 225.88 ^\circ\text{F}$$



$$\text{MLTD} = 225.88 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

3.- Temperaturas promedio

$$T_{\text{prom}} = 303 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$t_{\text{prom}} = 77 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Intercambiador 2 x 1 1/4 IPS

Fluido caliente: anulo

Vapor saturado seco

4.- Area de flujo

$$S_a = 0.785 (D_2^2 - D_1^2)$$

5.- Masa velocidad

$$S_t = 0.785 D^2$$

$$= 0.785 (0.115)^2 = 0.0104 \text{ ft}^2$$

$$G_t = \frac{w}{S_t} = \frac{10,000 \text{ lb/hr}}{0.0104 \text{ ft}^2}$$

$$G_t = 961,538.46 \text{ lb/hr ft}^2$$

6.- Número de Reynolds

$$\begin{aligned} Re_t &= \frac{D G}{\mu} \\ &= \frac{0.115 \times 961,538}{2.1462} \end{aligned}$$

$$Re_t = 51,522$$

7.-  $J_H$

$$J_H = 150 \quad \text{Fig 24 Kern ( )}$$

8.-

a 77 °F

$$C_p = 0.9986 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$k = 0.3515 \text{ Btu/hr ft}^2 (^\circ\text{F/ft})$$

$$\begin{aligned} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} &= \frac{0.9986 \times 2.1462}{0.3515}^{1/3} \\ &= 1.8267 \end{aligned}$$

9.-  $h_o = 1,500$

$$h_i = J_H \frac{k}{D} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \quad o_t$$

"cuando se utiliza vapor como  
medio de calentamiento"

$$h_o = h_i = h_{io} = 1,500$$

"Process heat transfer"

Kern ( )

$$h_i = 150 \frac{0.3515}{0.1150} (1.8267)$$

$$h_i = 837.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

10.-

$$h_{io} = h_i \frac{DI}{DE}$$

$$h_{io} = 837.5 (1.38/1.66)$$

$$h_o = 1,500 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$h_{io} = 696.23 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

11.- Coeficiente total limpio  $U_c$

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{696.23 \times 1,500}{696.23 + 1,500}$$

$$U_c = 475.52 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

12.- Coeficiente total de diseño  $U_D$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d$$

$$R_d = 0.001 \quad \text{tabla 12 Kern ( )}$$

$$U_D = 322.27 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Sumario

1,500	h	696.23
$U_c$	475.52	
$U_D$	322.27	

13.- Superficie requerida A

$$A = \frac{Q}{U_D t} = \frac{179,748}{322.27 \times 225.88} = 2.47 \text{ ft}^2$$

De la tabla 11 (Kern ) para tuberfa estandar de 1 1/4" IPS hay -  
0.435 ft<sup>2</sup> de superficie externa por pie de longitud.

$$\begin{aligned} \text{Longitud requerida} &= \frac{2.47 \text{ ft}^2}{0.435 \text{ ft}^2/\text{ft lineal}} \\ &= 5.6 \text{ ft} \end{aligned}$$

y entonces el número de horquillas será:

$$N = \frac{L}{12} = \frac{5.67}{12} = 0.473$$

Se requiere 1 horquilla.

14.- El área real para una horquilla será:

$$12 \times 0.435 = 5.22 \text{ ft}^2$$

El factor de obstrucción será mayor que el requerido, por lo que el  
coeficiente real de diseño será:

$$U_D = \frac{179,748}{5.22 \times 225.88} = 152.45 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{475.52 - 152.45}{475.52 \times 152.45} = 0.00445$$

$$R_d = 0.00445$$

Intercambiador 2 1/2 x 1 1/4 IPS

Fluido caliente: anulo

Fluido frío: tubo interior

Vapor saturado seco

Agua

4.- Area de flujo

$$S_t = 0.0104 \text{ ft}^2$$

5.- Masa velocidad

$$G_t = 961,538.46 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

6.- Número de Reynolds

$$Re_t = 51,522$$

7.-

$$J_H = 150 \quad \text{Fig 24 Kern ( )}$$

8.-

$$\left[ \frac{C_p / \mu}{k} \right]^{1/3} = 1.8267$$

9.-

$$h_o = 1,500 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$h_i = 837.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

-10.-

$$h_{io} = 696.23 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

11.- Coeficiente total limpio  $U_c$ 

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = 475.52 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

12.- Coeficiente total de diseño  $U_D$ 

$$U_D = 322.27 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

13.- Superficie requerida A

$$A = 2.47 \text{ ft}^2$$

longitud requerida L

$$L = 5.6 \text{ ft}$$

Número de horquillas requeridas

$$N = 1 \text{ horquilla}$$

Intercambiador 3 x 2 IPS

Fluido caliente: anulo

Vapor saturado seco

Fluido frío: tubo interior

Agua

4.- Area de flujo

$$S_t = 0.0785 (0.1722)^2$$

$$S_t = 0.0233 \text{ ft}^2$$

5.- Masa velocidad

$$G_t = 429,185 \text{ lb/hr ft}^2$$

6.- Número de Reynolds

$$Re_t = \frac{0.1722 \times 429.185}{2.1462}$$

$$Re_t = 34,436$$

7.-

$$J_H = 108 \quad \text{Fig 24 Kern ( )}$$

8.-

$$\left( \frac{C_p M}{k} \right)^{1/3} = 1.8267$$

9.-

$$h_i = 108 \frac{0.3515}{0.1722} (1.8267)$$

$$h_o = 1,500 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$h_i = 402.70 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

10.-

$$h_{io} = 402.70 (2.067/2.375)$$

$$h_{io} = 350.48 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

11.- Coeficiente total limpio  $U_c$ 

$$U_c = \frac{350.48 \times 1,500}{350.48 + 1,500} = 284.099 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

12.- Coeficiente total de diseño  $U_D$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{284.099} + 0.001$$

$$U_D = 221.25 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

13.- Superficie requerida A

$$A = \frac{179,748}{221.25 \times 225.88} = 3.5967 \text{ ft}^2$$

Longitud requerida L

$$L = \frac{3.5967}{0.6220} = 5.78 \text{ ft}$$

$$N = 1 \text{ horquilla}$$



Intercambiador 4 x 3 IPS

Fluido caliente: anulo

Vapor saturado seco

Fluido frfo: tubo interior

Agua

4.- Area de flujo

$$S_t = 0.785 (0.2757)^2$$

$$S_t = 0.0513 \text{ ft}^2$$

5.- Masa velocidad

$$G_t = 194,932 \text{ lb/hr ft}^2$$

6.- Número de Reynolds

$$Re_t = \frac{0.2557 \times 194,932}{2.1462}$$

$$Re_t = 23,224$$

7.-

$$J_H = 78 \quad \text{Fig 24 Kern (6)}$$

8.-

$$\left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} = 1.8267$$

9.-

$$h_i = 78 \frac{0.3515}{0.2557} (1.8267)$$

$$h_o = 1,500 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$h_i = 195.8648 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

10.-

$$h_{io} = 195.86 (3.068/3.5)$$

$$h_{io} = 171.69 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

11.- Coeficiente total limpio  $U_c$ 

$$U_c = \frac{171.69 \times 1,500}{171.69 + 1,500} = 154.056 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

12.- Coeficiente total de diseño  $U_D$

$$U_D = 133.49 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

13.- Superficie requerida A

$$A = \frac{179,748}{133.49 \times 225.88} = 5.9613 \text{ ft}^2$$

longitud requerida L

$$L = \frac{5.9613}{0.917} = 6.5 \text{ ft}$$

$$N = 1 \text{ horquilla}$$

En conclusión:

Tubo externo IPS	Tubo interno IPS	A	L	N
2"	1 1/4"	2.47'	5.60'	1
2 1/2"	1 1/4"	2.47'	5.60'	1
3"	2"	3.60'	5.78'	1
4"	3"	5.96'	6.50'	1

De acuerdo con los resultados anteriores, podemos concluir que una horquilla de 6 ft de longitud con cualquiera de los cuatro arreglos citados cumple con los objetivos fijados; sin embargo, los arreglos 2" x 1 1/4" y 2 1/2 x 1 1/4" son los que presentan una menor longitud requerida para el deseado, lo que los hace mejores equipos de calentamiento. Por otra parte, -- considerando el costo de fabricación, cualquiera de estos dos tipos de intercambiador resultarán menos costosos (más económicos) que aquellos con arreglo 3" x 2" ó 4" x 3".

Por esta razón, el arreglo seleccionado podría ser:

	Tubo externo IPS	tubo interno IPS
	2"	1 1/4"
ó	2 1/2"	1 1/4"

Considerando que la diferencia en costo de fabricación entre estos dos es mínima, seleccionamos el cambiador con las siguientes características:

Intercambiador de calor

tipo	Doble tubo
longitud de horquilla	6 ft.
tubo externo	2 1/2"

tubo interno 1 1/4" IPS

La figura 3.33 muestra el tipo de cambiador seleccionado, la distribución de las boquillas, orientación y soportería propuestos.

4°.- Corrección del  $\Delta t$

Intercambiador	No. de horquillas	Longitud
2 1/2" x 1 1/4"	1	12 ft

Area de contacto

$$A = 12 \times 0.435 = 5.22 \text{ ft}^2$$

Para una temperatura de salida del fluido frfo:

$$t_2 = 86 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = \frac{179,748}{322.27 \times 5.22} = 106.85$$

y entonces:

$$T = ?$$

sabemos que

$$\Delta t = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = 106.85 \text{ }^\circ\text{F}$$

donde:

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2$$

$$\Delta t_1 = T_2 - t_1$$

Para

$$t_1 = 68 \text{ }^\circ\text{F} \text{ y } t_2 = 86 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T = 184.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P = 8.4 \text{ Psia} = 13.00 \text{ in Hg. (vacfo)}$$

Como se pretende usar vapor en un rango de:

$$\begin{array}{rcl} 2 \text{ Atm.} & - & 5 \text{ Atm.} & \text{Presión manométrica} \\ 29.39 \text{ Psig} & - & 73.48 \text{ Psig} & \end{array}$$

Vamos a calcular las temperaturas de salida del fluido frío para diferentes tipos de vapor.

$P_{\text{man}}$ Atm.	$P_{\text{man}}$ Psi.	T $^\circ\text{F}$	$t_2$ $^\circ\text{F}$	Q Btu/hr
2.0	29.39	273.1	100.000	317,500
2.5	36.74	282.9	101.275	332,750
3.0	44.09	291.2	102.560	345,600
3.5	51.44	299.1	103.783	357,830
4.0	58.78	306.1	104.866	368,660
4.5	66.13	312.8	105.905	379,050
5.0	73.48	318.8	106.833	388,330

La secuencia de cálculo fué la siguiente:

- 1).- Con la  $t_2^*$  supuesta se calculó Q y  $\Delta t$  a partir de las siguientes ecuaciones:

$$Q = M C_p (t_2 - t_1) \quad \dots(1)$$

y

$$\Delta t = \frac{Q}{U_D A} \quad \dots(2)$$

- 2).- Con el  $\Delta t$  calculado en el paso anterior, se comprueba con la ecuación del LMTD

$$\Delta t = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

y encontramos la  $t_2$  correcta.

Otra manera de disminuir la temperatura de salida del fluido frío -- ( $t_2$ ), es aumentando el gasto.

Los cálculos siguientes se refieren precisamente a flujos mayores de 20 GPM.

También se calculan las temperaturas de salida  $t_2$  del fluido frío para vapores de diferentes calidades.

1) Para un gasto de 30 GPM

Cálculo del  $U_D$

Fluido frío: tubo interior

Agua

$$W = 14,978 \text{ lb/hr}$$

$$Q = 269,226 \text{ Btu/hr}$$

$$S_t = 0.0104 \text{ ft}^2$$

$$G_t = 1,440,192 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2} \quad Re_t = 77,170$$

$$\frac{C_p \mu^{1/3}}{k} = 1.8267 \quad J_H = 205$$

$$h_i = 205 \frac{0.3515}{0.1150} (1.8267) = 1,144.58 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$h_{io} = 1,144.58 (1.38/1.66) = 951.52 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$h_o = 1,500 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Coefficiente total limpio  $U_c$

$$U_c = 582.20 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Coefficiente total de diseño  $U_D$

$$U_D = 368 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Para un gasto de 30 GPM

$$M = 15,000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \quad C_p = 1.0 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$$

Para una temperatura de salida del fluido frío

$$t_2 = 86 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = \frac{270,000}{368 \times 5.220} = 140.55 \text{ } ^\circ\text{F}$$

y entonces:

$$T = ?$$

igualando:

$$140.55 = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

Para  $t_1 = 68 \text{ } ^\circ\text{F}$  y  $t_2 = 86 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$T = 217.74 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P = 1.6 \text{ Psig}$$

$P_{\text{man}}$ Atm	$P_{\text{man}}$ Psi	T °F	$t_2$ °F	Q Btu/hr
2.0	29.39	273.1	92.65	369,810
2.5	36.74	282.9	93.83	387,480
3.0	44.09	291.2	94.83	402,450
3.5	51.44	299.1	95.78	416,670

4.0	58.78	306.1	96.62	429,300
4.5	66.13	312.8	97.43	441.375
5.0	73.48	318.8	98.15	452,202

2) Para un gasto de 40 GPM

Cálculo del  $U_D$

Fluido frío: tubo interior

Agua

$$W = 19,971 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \quad \frac{C_p \mu^{1/3}}{k} = 1.8267$$

$$Q = 358,968 \text{ Btu/hr} \quad h_i = 255 \frac{0.3515}{0.1150} (1.8267)$$

$$S_t = 0.0104 \text{ ft}^2 \quad h_i = 1,424 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$G_t = 1,920,288 \text{ lb/hr ft} \quad h_{io} = 1,184 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Re_t = 102,895 \quad h_o = 1,500 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$J_H = 255$$

Coefficiente total limpio  $U_c$

$$U_c = 662 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Coefficiente total de diseño

$$U_D = 398 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = \frac{358,968}{398 \times 5.22} = 172.78 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Para un gasto de 40 GPM

$$M = 20,000 \text{ lb/hr} \quad C_p = 1.0 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$



Para una temperatura de salida del fluido frío

$$t_2 = 86 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = \frac{360,000}{398 \times 5.22} = 173.28 \text{ } ^\circ\text{F}$$

igualando:

$$173.28 = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

$$T = 249.44 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P = 14.8 \text{ Psig}$$

$P_{\text{man}}$ Atm	$P_{\text{man}}$ Psi	T °F	$t_2$ °F	Q Btu/hr
2.0	29.39	273.1	88.236	404,720
2.5	36.74	282.9	89.203	424,060
3.0	44.09	291.2	90.022	440,440
3.5	51.44	299.1	90.801	456,020
4.0	58.78	306.1	91.492	469,840
4.5	66.13	312.8	92.153	483,060
5.0	73.48	318.8	92.745	494,900

5°.- Cálculo de las pérdidas de calor en una vuelta completa.

Fluido: Agua

Temp. de salida: 140 °F

Tubería: Acero al carbón  $\phi_N = 1 \frac{1}{2}$ " Cd 40

Aislante: Lana mineral

$t = 86 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$\rho = 9.4 \text{ lb/ft}^3$$

$$k = 0.0225 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ (}^\circ\text{F/ft)}$$

Espesor: 1/2"

Perdida de calor por pie lineal de tuberfa:

Las pérdidas de calor por pie lineal de tuberfa, las podemos calcular a partir de la ecuación propuesta por Kern ( ) que es la siguiente:

$$q = \frac{t_s - t_a}{\frac{2.3}{2 kc} \log \frac{D_1}{D_s} + \frac{1}{ha \times D_1}}$$

donde:

$t_s$  = Temperatura del fluido dentro del tubo

$t_a$  = Temperatura del medio ambiente

kc = Coeficiente de conductividad térmica

$D_1$  = Diámetro de la tuberfa con aislante

$D_s$  = Diámetro externo de la tuberfa

ha = Coeficiente superficial de transferencia de calor

Para calcular las pérdidas de calor por pie lineal de tuberfa se sigue la siguiente metodología:

- 1.- Para una temperatura en la superficie del tubo aislado  $t_1^*$  supuesta, se calcula "ha" a partir de la figura 2.9 del Kern ( ) y con esto la pérdida de calor por pie lineal de calor por pie lineal de tuberfa.
- 2.- Para comprobar o corregir dicha temperatura y así obtener el valor correcto de la pérdida de calor, se iguala la ecuación anterior con la del flujo de calor a través de la pared de un tubo propuesta por Kern ( ).

$$q = \frac{2 \text{ kc } (t_s - t_1)}{2.3 \log \frac{D_1}{D_s''}}$$

$t_1^*$	$t_1 - 70$	ha	$t_1$	Q
90	20	1.98	74.73	7.12
85	15	1.95	74.74	7.10
80	10	1.925	74.84	7.08
79	9	1.915	74.87	7.08
78	8	1.91	74.88	7.07
77	7	1.905	74.84	7.07
76	6	1.90	74.90	7.06
75	5	1.88	74.94	7.05
74	4	1.875	74.95	7.05

Podemos ver de los resultados anteriores que la temperatura externa del tubo es casi 75 °F y que las pérdidas de calor son:

Para una longitud de 20 mts. = 65.62 ft

$$q = 7.05 \text{ Btu/hr ft}_{\text{lineal}} (65.62 \text{ ft}_{\text{lineal}})$$

$$q = 462.6 \text{ Btu/hr}$$

Dado el gasto que se maneja, este valor es disponible y podemos decir que la temperatura al final de los 20 mts. es la misma.

Una forma de comprobar lo anterior es haciendo lo siguiente:

$$q = M C_p (t_2 - t_1)$$

$$462.6 = 15,000 \times 1.0 (t_2 - 96)$$

$$t_2 = 95.97 \text{ °F}$$

Balance de calor en el tanque

Calor ganado por el agua fría del tanque:

$$q_1 = M_1 C_{p1} (t_{eq} - t_1)$$

Calor perdido por el agua caliente:

$$q_2 = M_2 C_{p2} (t_{eq} - T_1)$$

como:

$$q_1 = -q_2$$

entonces igualando tenemos:

$$M_1 C_{p1} (t_{eq} - t_1) = -M_2 C_{p2} (t_{eq} - T_1)$$

reordenando:

$$M_1 C_{p1} (t_{eq} - t_1) = M_2 C_{p2} (T_1 - t_{eq})$$

donde:

$M_1$  = Masa del agua del tanque

$M_2$  = Masa del agua de la tubería

$t_1$  = Temperatura del agua en el tanque

$T_1$  = Temperatura del agua en la tubería

despejando:

$$t_{eq} = \frac{M_2 C_{p2} T_1 + M_1 C_{p1} t_1}{M_1 C_{p1} + M_2 C_{p2}}$$

Partiendo de un volumen total igual a 450 lts.

Masa del agua en la tubería  $M_2$

$$V_2 = (0.01414 \text{ ft}^2) (65.62 \text{ ft}) = 0.9278 \text{ ft}^3$$

$$M_2 = 0.9278 \text{ ft}^3 (62.0462 \text{ lb/ft}^3) = 57.5664 \text{ lb}$$

Masa del agua en el tanque  $M_1$

$$V_1 = (450 \text{ lts} \times 0.0353154 \text{ ft}^3/\text{lt}) - 0.9278 \text{ ft}^3$$

$$V_1 = 14.9641 \text{ ft}^3$$

$$M_1 = 14.9641 \text{ ft}^3 \times 62.3194 \text{ lb/ft}^3 = 932.553 \text{ lb.}$$

La siguiente tabla nos da el valor de la temperatura de equilibrio y la pérdida de calor en el tanque para el primer paso del agua caliente en el tanque.

$t_{eq}^*$ °F	$q_1$ Btu	$-q_2$ Btu	
70.00000	1,863.00	1,494.48	
69.50000	1,397.26	1,523.23	
69.60000	1,490.41	1,717.48	
69.62000	1,509.04	1,516.33	
69.62700	1,515.56	1,515.92	
69.62730	1,515.84	1,515.91	
69.62737	1,515.91	1,515.91	teq=69.63°F

Calor perdido en una vuelta

$$Q_{ptot} = q_{ptubo} + q_{ptanque}$$

Calor perdido en la tuberfa

$$q_{ptubo} = 462.6 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \times \frac{57.5664 \text{ lb}}{15.000 \text{ lb/hr}}$$

$$q_{ptubo} = 1.78 \text{ Btu}$$

Calor perdido en el tanque

$$q_{ptanque} = 1,515.91 \text{ Btu}$$

$$Q_{ptotal} = 1,517.69 \text{ Btu}$$

6°.- Cálculo de tiempo y número de pasos para llegar a una temperatura específica.

Para poder determinar estas variables es necesario conocer las condiciones de proceso que se pretenda efectuar; tales condiciones son:

- 1.- Naturaleza de los fluidos a manejar
- 2.- Gastos que se pretenden tener en la operación
- 3.- Condiciones de operación  
Presión y temperatura
- 4.- Tipo del aislante que se utilice
- 5.- Espesor del aislante

Con estos datos se podrá predecir en forma aproximada el tiempo y número de pasos necesarios para llegar a la temperatura que se desea.

#### CAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

Debido a la importancia que tienen los procesos de transferencia de calor en el campo industrial; es indispensable en la formación del ingeniero químico o de cualquier profesionalista que se va a dedicar a esta área, tener un conocimiento lo más completo posible en procesos de este tipo. Es esta la razón principal por lo que se integró a este sistema de medición de flujo de fluidos un cambiador de tubos y coraza, equipo de gran importancia en cualquier tipo de industria.

La metodología seguida en la selección de este equipo fué proponer un arreglo determinado en función del espacio disponible y de las condiciones de un proceso específico.

Por los resultados obtenidos, y que aquí se presentan, se pueden predecir un sin número de alternativas de operación en este equipo, variando las condiciones de operación en cada caso.

Se hizo un cálculo como ejemplo ilustrativo de los procesos de transferencia de calor que se pueden realizar en este equipo y se espera que sirva como una guía para cualquier simulación posterior.

## DISEÑO TERMODINAMICO

## INTERCAMBIADOR

Coraza:

ID = 15 1/4 in

Espaciado de baffles = 5 in

Paso 1

Tubos:

Número y longitud = 160, 6'

OD, BWG, pitch = 3/4 in, 18 BWG,

15/16 in triangular

Pasos: 2

Condiciones de los fluidos

	lb/hr	temp entrada °F	Temp salida °F
Fluido caliente: vapor	1,798.37	290	290
Fluido frío: Agua	30,000.00	70	125

1).- Balance de calor

$$\text{vapor: } Q = M_{\text{vap}} \times 917.15 = 1,798 \times 917.15 = 1,650,000 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{agua: } Q = m C_p \Delta t = 30000 \times 1.0 \times (125 - 70) = 1,550,000 \text{ BTU/hr}$$

2).-  $\Delta t$ 

Fluido caliente		Fluido frío	Diferencias
290	Alta temperatura.	125	165
290	Baja temperatura	70	220
0	Diferencias	55	55

$$\text{LMTD} = 191.18 \text{ °F}$$

3).- Temperaturas promedio

$$T_{\text{promedio}} = 290 \text{ °F}$$

$$t_{\text{promedio}} = 97.5 \text{ °F}$$

Fluido caliente: tubos

vapor 3 kg/cm<sup>2</sup>

Fluido frío: coraza

agua



4).- Area de flujo

$$a_t' = 0.334 \text{ ft}^2$$

$$a_t = N_t a_t' / 144n$$

$$= 160 \times 0.334 / 144 \times 2$$

$$a_t = 0.186 \text{ ft}^2$$

$$a_c = 0.11 \text{ ft}^2$$

5).- Masa velocidad

$$G_t = W/a_t = 1,798/0.186$$

$$G_c = 30,000/0.11$$

$$G_t = 9,667 \text{ lb/hr ft}^2$$

$$G_c = 272,727 \text{ lb/hr ft}^2$$

6).-  $D = 0.652/12 = 0.0543 \text{ ft}$

$$De = 0.55/12 = 0.0458 \text{ ft}$$

7).- Número de Reynolds

$$Re_t = D_t G_t / \mu$$

$$Re = De G_c / \mu$$

a T = 290 °F

a t = 97.5 °F

$$\mu = 0.0152 \text{ Cps} = 0.0368 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}}$$

$$\mu = 0.5 \text{ Cps} = 1.22 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}}$$

$$Re_t = (0.0543 \times 9,667) / 0.368$$

$$Re_c = (0.0458 \times 272,727) / 1.21$$

$$Re_t = 14,264$$

$$Re_c = 10,323$$

8).-

$$J_h = 40$$

9).-

$$\left( \frac{C_D \mu}{k} \right)^{1/3} = (1.0 \times 1.21 / 0.36)^{1/3}$$

$$= 1.50$$

10).- Coeficiente de película

$$hi = 40 \times 1.5 = 60$$

11).-

$$hio = hi \times (ID/OD)$$

$$= 60 \times (0.65/0.75)$$

$$hio = 52 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ °F}$$

12).- ho

$$ho = 1,500 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ °F}$$

13.- Coeficiente total limpio  $U_c$

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{52 \times 1,500}{52 + 1,500} = 50.26 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

14.- Coeficiente total de diseño  $U_D$

$$\text{Area externa / ft}^2 \text{ a} = 0.1963 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

$$A = 160 \times 6 \times 0.1963 = 188.45 \text{ ft}^2$$

$$U_D = \frac{Q}{A t} = \frac{1,650,000.00}{188.45 \times 191.18} = 45.80 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

15.- Factor de obstrucción  $R_d$

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{50.26 - 45.8}{50.26 \times 45.8} = 0.0019 \text{ hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu.}$$

Sumario

1,500	h externo	339
$U_c$	276.50	
$U_D$	198.02	
$R_d$ calculado	0.0019	
$R_d$ requerido	0.0020	

Caida de presión

Fluido caliente: tubos

Fluido frío: coraza

Volumen específico del vapor

$$V = 7.528 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$S = \frac{(1/7.528)}{62.5} = 0.0021 \quad S = 1.0$$

$$Re_t = 14,264$$

$$Re_c = 10,323$$

$$f = 0.00025$$

$$f = 0.0021$$

Número de cruces

$$N + 1 = 12L/B = (12 \times 6)/5$$

$$= 15$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{-10} D s \phi_t}$$

$$\Delta P = \frac{f G_c^2 D_c (N + 1)}{5.22 \times 10^{-10} D_e s \phi_t}$$

$$= \frac{0.5 \times 0.00025 \times (9,667)^2 \times 6 \times 2}{5.22 \times 10^{-10} \times 0.054 \times 0.0021 \times 1.0}$$

$$= \frac{0.0021 \times (272,727)^2 \times 15}{5.22 \times 10^{-10} \times 0.0458 \times 1.0 \times 1.0}$$

$$\Delta P = 0.02 \text{ lb/in}^2$$

$$\Delta P = 0.98 \text{ lb/in}^2$$

Como se recomienda que la caída de presión por el lado de los tubos cuando se utiliza vapor sea menor de 1.0 lb/in<sup>2</sup> y por el lado de la coraza para agua sea menor de 10 lb/in<sup>2</sup> de acuerdo con los resultados anteriores podemos concluir que este cambiador es satisfactorio para las condiciones especificadas.

## Condiciones de operación

Presión de operación lado tubos	3.0 kg/cm <sup>2</sup> ( 42.67 Psi)
Presión de operación lado envolvente	0.5 kg/cm <sup>2</sup> ( 7.11 Psi)
Número de tubos	160
Arreglo	Triangular 15/16"
Longitud de tubos	6' 0"

## Condiciones de diseño

Presión de diseño lado tubos	75 Psi
Presión de diseño lado envolvente	40 Psi
Número de tubos	160
Arreglo	Triangular 15/16"
Longitud	6' 0"
Diámetro interno lado envolvente	15 1/4'

## DISEÑO MECANICO

## 1).- DISEÑO DEL CABEZAL FLOTANTE

## 1.1.- Diámetro exterior del espejo

$$D_{eE} = DI - 2C$$

donde:

DI = diámetro interior de la envolvente, in.

C = claro necesario para remover libremente el haz de tubos = 1/8 in.  
normalmente.

$$D_{eE} = 15.25 - 2 \cdot 1/8 = 15.00 \text{ in.}$$

## 1.2.- Diámetro macho del espejo

$$D_{mE} = D_{eE} - 2N - 2K$$

donde:

N = ancho del empaque mínimo marcado por TEMA 3/8 in para diámetros nominales hasta 23 in. y de 1/2 in para mayores.

K = la separación mínima para el acoplamiento de la brida y el espejo igual a 1/16 in.

$$D_{mE} = 15.00 - 2(3/8) - 2(1/16) = 14.125 \text{ in.}$$

## 1.3.- Diámetro límite de tubos real

$$D_{otl} = D_{mE} - 2K_m$$

donde:

$K_m$  = distancia mínima entre un barrenado y el límite de la pieza cercana a éste = 1/16 in.

$$D_{otl} = 14.125 - 2(1/16) = 14.00 \text{ in.}$$

## 1.4.- Diámetro interior de la brida del cabezal flotante

$$D_{ib} = D_{mE} + 2K$$

$$D_{ib} = 14.125 + 2(1/16) = 14.50 \text{ in.}$$

1.5.- Diámetro hembra de la brida del cabezal flotante

$$\begin{aligned} D_{hb} &= D_{eE} + 2K \\ &= 15.00 + 2(1/16) = 15.125" \end{aligned}$$

1.6.- Diámetro entre centros de barrenos de la brida del cabezal flotante

$$D_{cb} = D_{hb} + 2k_m + D_B$$

donde:

$D_B$  = diámetro del barreno  
= diámetro del perno ( $D_p$ ) + tolerancia, in.

$D_p$	tolerancia
de 5/8" a 1"	1/16"
1 1/8" a	1/8 "

$$D_{cb} = 15.125 + 2(1/16) + 0.750 + 1/16 = 16.0625"$$

1.7.- Diámetro exterior de la brida del cabezal flotante

$$D_{eb} = D_{cb} + 2E$$

donde:

$E$  = distancia del centro del barreno al exterior de la brida determinada en la tabla No 7( ) por el diámetro del perno, in.

$$D_{eb} = 16.0625 + 2(13/16) = 17.6875"$$

1.8.- Diámetro interior de la envolvente del cabezal flotante

$$\begin{aligned} D_{ic} &= D_{eb} + 2C \\ &= 17.6875 + 2(1/8) = 17.9375" \end{aligned}$$

usar  $D_{ic} = 18"$

1.9.- Diámetro del empaque

$$D_{ee} = D_{ie} \left( \frac{y - Pdt \times m}{y - Pdt (m+1)} \right)^{1/2}$$

donde:

$D_{ie}$  = diámetro interior del empaque, in.

$y$  = esfuerzo de asentamiento del empaque,  $lb/in^2$

$m$  = factor de asentamiento del empaque

Los valores de " $y$ " y " $m$ " se obtienen de tabla

$$D_{ee} = 14.50 \left( \frac{2900 - 75(2.5)}{2900 - 75(2.5+1)} \right)^{1/2} = 14.70"$$

1.10.- Ancho del empaque

$$N_e = \frac{D_{ee} - D_{ie}}{2} = \frac{14.70 - 14.50}{2} = 0.10$$

Ancho mínimo del tema =  $1/2"$

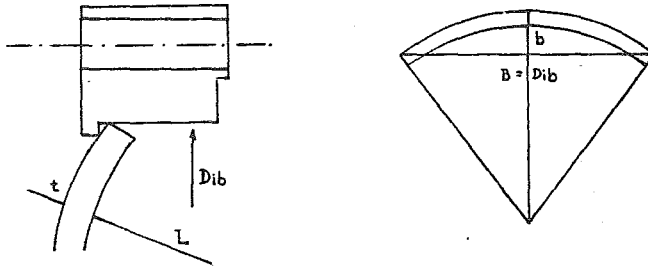
1.11.- Tapa del cabezal flotante

$$b = B/4$$

$$L = B/1.6$$

donde:

$B$  = del siguiente dibujo



$$b = 14.50/4 = 3.625"$$

$$L = 14.50/1.6 = 9.0625"$$

$L$  será un valor inmediato inferior en pulgadas en números enteros.

1.12.- Cálculo del espesor por presión interna

$$t = \frac{5 Pdt L}{6 S}$$

donde:

$Pdt$  = presión de diseño del lado de los tubos, de 1.2 a 1.5, la presión de trabajo esta dada en  $lb/in^2$

S = esfuerzo máximo permisible del material de construcción,  
lb/in<sup>2</sup>.

$$= 15,225 \text{ psi.}$$

$$t = \frac{5(75)(9.0625)}{(6)(15,225)} = 0.0372''$$

usar 3/16''

1.13.- Cálculo por presión externa

$$\frac{L}{t} = \frac{8.75}{0.048} = 182.29''$$

$$\frac{L}{100t} = \frac{8.75}{4.80} = 1.82''$$

} B = 3,000

Como la  $P_a < P_D$  se utiliza el espesor calculado por la presión de diseño

1.14.- Diámetro medio del empaque

$$G = D_{ee} - 2b$$

donde:

b = ancho efectivo de asentamiento del empaque.

b = b<sub>0</sub> cuando b<sub>0</sub> ≤ 1/4''

b<sub>0</sub> = N/2 para union sencilla (caras planas).

$$b = \frac{\sqrt{b_0}}{2} = \text{cuando } b_0 > 1/4''$$

$$G = 14.70 - 2(0.250) = 14.20$$

1.15.- Carga de asentamiento del empaque

$$W_{m2} = b_0 \bar{f} Gy$$

$$= 0.250(3.1416)(15.01)(2,900) = 34,187.59 \text{ lbs.}$$

1.16.- Carga de los pernos para condiciones de operación

$$W_{m1} = Hp + H$$



donde:

$$H_p = 2b\pi GmPdt$$

$$= 2(0.250)(3.1416)(14.20)(75) = 1672.90 \text{ lbs.}$$

$$H = 0.785 G^2 P d t$$

$$= 0.785(14.20)^2(75) = 11,871.56 \text{ lbs.}$$

$H_p$  = Carga para mantener sellada la junta durante la operación del equipo.

$H$  = fuerza de separación inducida por la presión interna.

$$W_{m1} = 1,672.90 + 11,871.56 = 13,544.46$$

1.17.- Area necesaria de pernos

$$A_m = \text{la mayor de } \begin{cases} W_{m2} / S_{fa}, \text{ in}^2 \\ W_{m1} / S_{fb}, \text{ in}^2 \end{cases}$$

donde:

$S_{fa}$  = esfuerzo permisible del material de los pernos a la temperatura de operación, lb/in<sup>2</sup>

$S_{fb}$  = esfuerzo permisible del material de los pernos a la temperatura ambiente, lb/in<sup>2</sup>

$$A_{m1} = W_{m1} / S_{fb} = 13,544.46 / 20,000 = 0.68 \text{ in}^2$$

$$A_{m2} = W_{m2} / S_{fb} = 32,343 / 20,000 = 1.55 \text{ in}^2$$

1.18.- Número mínimo de pernos

$$N_p = A_{m2} / A_p$$

donde:

$A_p$  = área transversal del perno

El número de pernos debe ser un múltiplo de 4 para colocar la cuarta parte de los tornillos en cada cuadrante y de una manera simétrica.

$$N_p = \frac{1.52}{0.302} = 5.36$$

1.21.- Revisión del ancho efectivo del asentamiento del empaque  $N_r$  por carga de los pernos.

$$N_r = \frac{Ab \times Sfa}{2 \times yG}$$

donde;

$Ab$  = Area real del apernamiento =  $N_p \times A_p$ , in<sup>2</sup>.

$N_r$  = Ancho expuesto del empaque, in.

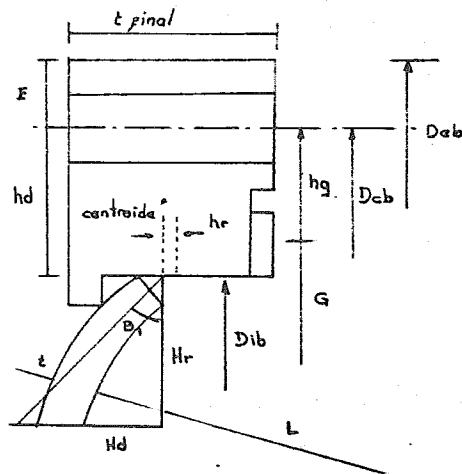
El valor de  $N_r$  se compara con  $N$  hasta obtener  $N \leq N_r$ .

$$N_r = \frac{1.62 \times 20,000}{2 \times 3.1416 \times 2,900 \times 14.20} = 0.13$$

Para  $N = 1/2"$

$$N_r < N$$

2).- BRIDA DEL CABEZAL FLOTANTE



## 2.1.- Momentos actuantes en la brida

## 2.1.1.- Momento debido a los pernos

## a).- Carga de los pernos

$$W = Ab Sfa$$

$$= 1.62 \times 20,000 = 32,400 \text{ lb}$$

## b).- Brazo de palanca

$$hg = 0.5 (D_{cb} - G)$$

$$= 0.5 (16.00 - 14.20) = 0.90 \text{ in}$$

## c).- Momento

$$Ma = Whg = 32,400 \times 0.90 = 29,160 \text{ lb in}$$

## 2.1.2.- Momento debido a la reacción del empaque

## a).- Carga en el empaque

$$Hg = W - H = 32,400 - 11,871.56 = 20,528.44 \text{ lb}$$

## b).- Calculo del momento

$$Mg = Hg \times hg = 20,528.44 \times 0.90 = 18,476 \text{ lb in}$$

## 2.1.3.- Momento debido a la fuerza hidrostática actuando sobre la brida.

## a).- Carga hidrostática sobre la brida

$$Hd = 0.785 D_{ib}^2 P_{dt}$$

$$= 0.785 \times (14.5)^2 \times 75 = 12,378.50 \text{ lb}$$

## b).- Brazo de palanca

$$hd = 0.5 (D_{cb} - D_{ib}) = 0.5 (16.00 - 14.50) = 0.75 \text{ in}$$

## c).- Momento

$$Md = Hd \times hd = 9,284 \text{ lb in}$$

## 2.1.4.- Momento debido a Ht

## a).- Diferencia entre la fuerza hidrostática total y la fuerza --

hidrostática actuando sobre la cara interior de la brida

$$H_t = H_1 - H = 12,378.50 - 11,872 = 506.5 \text{ lbs.}$$

b).- Brazo de palanca

$$h_t = 0.5 (h_d + h_g) = 0.5 (0.75 + 0.90) = 0.83 \text{ in}$$

c).- Cálculo del momento

$$M_t = H_t \times h_t = 506.50 \times 0.83 = 420.40 \text{ lb in}$$

2.1.5.- Momento actuando sobre la brida bajo condiciones de operación

$$M_b = M_g + M_d + M_t$$

$$= 18,476 + 9,284 + 420 = 28,180 \text{ lb in}$$

2.1.6.- Espesor de la brida del cabezal flotante

Acero al carbón ASTM A - 182 - F - 304

$$S = 15,225 \text{ Psi}$$

$$J = \frac{M_a}{S \times D_{ib}} \left[ \frac{D_{eb} + D_{ib}}{D_{eb} - D_{ib}} \right]$$

$$J = \frac{29,160}{15,225 \times 14.5} \left[ \frac{17.625 + 14.5}{17.625 - 14.5} \right] = 1.36''$$

$$F = \frac{P_{dt} \times D_{ib}}{8 \times S} \left[ \frac{(4L^2 - D_{ib}^2)}{D_{eb} - D_{ib}} \right]^{1/2}$$

$$= \frac{75 \times 14.5}{8 \times 15,225} \left[ \frac{4 \times (9.0625)^2 - 14.5^2}{17.625 - 14.5} \right]^{1/2} = 0.05$$

Espesor de la brida

$$t_b = F + (F^2 + J)^{1/2}$$

$$= 0.05 + ((0.05)^2 + 1.36)^{1/2} = 1.22''$$

2.1.7.- Espesor total de la brida

$$t_{tb} = t_b + E_{cr} + C$$

donde:

$E_{cr}$  = espesor de cara realizada 3/16" mín.

$$t_{tb} = 1.22 + 0.1875 + 0 = 1.4075"$$

2.1.8.- Cálculo del momento correctivo

$$D_1 = \left[ (L + t/2)^2 - (D_{ib} / 2)^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[ (9.0625 + 0.187/2)^2 - (14.5/2)^2 \right]^{1/2} = 5.59 \text{ in}$$

$$D_2 = \left[ (L + t)^2 - ((D_{ib} / 2) - 1/8)^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[ (9.0625 + 0.187)^2 - ((14.5 / 2) - 1/8)^2 \right]^{1/2}$$

$$= 5.90 \text{ in}$$

$$D_r = D_2 - D_1 = 5.90 - 5.59 = 0.31 \text{ in}$$

$$X = D_r + 1/8" = 0.31 + 0.125 = 0.435 \text{ in}$$

$$\text{Sen } B_1 = \frac{D_{ib}}{2 \times (L+t/2)} = \frac{14.5}{2 \times (9.0625 + 0.187/2)} = 0.79$$

$$\therefore B_1 = 52.36^\circ$$

$$H_r = \frac{H_d}{\tan B_1} = \frac{12,378.5}{1.5} = 8,237$$

$$h_r = (t_{tb}/2) - X = \frac{1.4075}{2} - 0.435 = 0.27 \text{ in}$$

$$M_r = H_r \times h_r = 8,237 \times 0.27 = 2,214 \text{ lb in}$$

Comprobación del momento

$$M_d - M_r \leq M_a$$

$$9,284 - 2,214 = 7,070 \text{ lb in} < 29,160 \text{ lb in}$$

2.1.9.- Espesor de la contrabrida del cabezal flotante

$$t_{cb} = T \times (2E_{cr} - E_{ec} + cm) + D$$

$$= 2 \times (2(0.187) - 0.062 + 0.062) + 1.187 = 2.81$$

usar 2 7/8 "

Donde:

$E_{ec}$  = Espacio ocupado por el empaque al ser comprimido  
= 1/16"

cm = Claro mínimo para el acoplamiento de las bridas  
= 1/16"

$D = D_p + 7/16"$

3).- Calculo de los espejos

3.1.- Flexión del cabezal flotante

$$T = \frac{FG}{2} \left( \frac{P}{S} \right)^{1/2}$$

donde:

F = 1.0 para espejos estacionarios y cabezal flotante

F = 1.25 para espejos estacionarios con tubos en "U"

P = Presión de diseño (la mayor entre la del lado tubos y lado envolvente)

$$T = (1.00 \times 14.2)/2 (75/15,225)^{1/2}$$

$$T = 0.50 \text{ in}$$

3.2.- Flexión del cabezal estacionario

$$T = FG/2 (P/S)^{1/2}$$

$$T = (1.00 \times 14.2)/2 (75/15,225)^{1/2} = 0.50 \text{ in}$$

3.3.- Espesor total de los espejos

3.3.1.- Espejo flotante

$$T_t = T + Pr + C$$

donde:

Pr = Profundidad de la ranura para la placa divisoria, generalmente es = 3/16"

$$T_t = 0.50 + 0.187 + 0 = 0.69 \text{ in}$$

usar 1 "

### 3.3.2.- Espejo estacionario

$$T_t = 0.50 + 0.187 = 0.69 \text{ in}$$

usar 1 "

## 4.- Calculo del espesor de la envolvente

### 4.1.- Cuerpo cilíndrico

$$S = 13,700 \text{ Psi}$$

$$DI = 15.25''$$

$$R = 7.625''$$

$$P = 75 \text{ Psi}$$

$$t = \frac{P_{de} R_i}{SE_j - 0.6 P_{de}} + C$$

donde:

$E_j$  = eficiencia de junta

$$t = \frac{75 \times 7.625}{13,700 \times 0.85 - 0.6 \times 75} + 0.062 = 0.11 \text{ in}$$

$$t_{\min} \text{ TEMA} = 3/8''$$

### 4.2.- Cilíndro de la tapa envolvente

$$t = \frac{P_{de} R}{SE_j - 0.6 P_{de}} + C$$

$$= \frac{75 \times 7.5}{13,700 \times 0.85 - 0.6 \times 75} + 0.062 = 0.11 \text{ in}$$

$$t_{\min} \text{ TEMA} = 3/8''$$

### 4.3.- Tapa de la envolvente

$$t_{tc} = \frac{0.885 P_{de} L}{SE_j - 0.1 P_{de}} + C$$

donde:

$$S = 13,700 \text{ Psi}$$

$$L = 10''$$

$$P_{de} = 75 \text{ Psi}$$

$$t_{tc} = \frac{0.885 \times 75 \times 20}{13,700 \times 0.85 - 0.1 \times 75} + 0.062 = 0.18 \text{ in}$$

usar 3/8 "

2.4.4.- Cálculo del espesor de la canal

$$t_{tc} = \frac{P_{de} R_i}{SE_j - 0.6 P_{de}} + C$$

$$= \frac{75 \times 7.625}{15,225 \times 0.85 - 0.6 \times 75} + 0 = 0.04$$

$$t_{tc} \text{ min TEMA} = 0.250 \text{ in}$$

2.4.5.- Tapa de la canal

$$T_p = \left[ 5.7 P_{dt} \left[ \frac{G}{100} \right]^4 + \frac{2x h_g \times A_{tp}}{(dp)^{1/2}} \left[ \frac{G}{100} \right]^4 \right]^{1/3}$$

$$= \left[ 5.7 \times 75 (14.13/100)^4 + (2 \times 0.935 \times 5.3) / (0.750)^{1/2} \right. \\ \left. (36.40/100)^4 \right]^{1/3}$$

$$T_p = 0.61 \text{ in}$$

donde:

$$P_{dt} = \text{Presión de diseño del lado tubos, lb/in}^2$$

G = Diámetro medio del empaque, in.

$h_g$  = Distancia radial entre el diámetro medio del empaque y el diámetro entre el centro de barrenos.

$A_{tp}$  = Area total transversal de los pernos.

dp = Diámetro del perno.



Espesor total:

$$\begin{aligned} T_{pt} &= T_p + 3/16" \\ &= 0.61 + 0.187 = 0.80 \end{aligned}$$

usar 1 "

### LECHO FLUIDIZADO

Dada la importancia que tiene la fluidización en procesos catalíticos y en el secado de cristales, se incluyó en este trabajo un equipo para hacer experimentos en este campo de tanta importancia en la Ingeniería Química.

Con el equipo propuesto se pueden efectuar proyectos tan interesantes como:

- a).- Análisis de la caída de presión en el lecho para diferentes empaques y condiciones de operación.
- b).- Velocidad mínima de fluidización
- c).- Expansión del lecho para una porosidad dada.

El equipo se dimensionó de acuerdo a las condiciones de operación y al espacio disponible. Está compuesto por un tubo de vidrio comercial (160 mm.  $\phi$  , 1,500 mm. L) y cabezas con conexiones de fácil instalación, ya que se desea que con algunas modificaciones en su diseño original, se utilice en un futuro como torre empacada para pruebas de transferencia de masa.

Para procesos de secado de cristales se pueden utilizar aire de la línea de servicio ó bien del soplador del sistema de transporte neumático que se describe más adelante.

Por último, se presentan a continuación los cálculos de proyectos simples a efectuarse en el sistema de fluidización y que son ilustrativos para pruebas posteriores.

## PROYECTO DE FLUIDIZACION

- Equipo: Lecho fluidizado
- Dimensiones: diámetro = 160 mm. (6.3 in)  
altura = 1,500 mm. (59.09 in)
- Empaque: Perlas de ebullición  
diámetro = 2 mm.  
porosidad:  $E_o = 0.36$   
altura del empaque:  $L_o = 500$  mm.  
densidad de la partícula:  $\rho_p = 2.88$  gr/ml

### 1a. alternativa

Fluido: Aire

$$Q = 480 \text{ GPM}$$

$$T = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P = 11.3 \text{ Psi}$$

$$\rho = 0.07528 \text{ lb/ft}^3$$

$$\mu = 0.0118 \text{ Cps} = 1.2 \times 10^{-5} \text{ lb/ft seg}$$

Para una porosidad de  $\epsilon = 0.60$ , la caída de presión y la velocidad mínima de fluidización son:

a) Caída de presión

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{P_a - P_b}{L} = \frac{g}{gc} (1 - \epsilon) (\rho_p - \rho)$$

$$L = L_o \frac{1 - \epsilon_o}{1 - \epsilon}$$

donde:

$L$  = altura del empaque

$L_o$  = altura inicial del empaque

$\epsilon$  = porosidad

$\epsilon_0$  = porosidad inicial

$$L = 500 \frac{1 - 0.36}{1 - 0.60} = 800 \text{ mm} \quad (31.50 \text{ in})$$

$$P = 0.40 \times (179.63 - 0.07528) (2.62) = 188.17 \text{ lb/ft}^2 \\ = 1.3067 \text{ lb/in}^2$$

b).- Velocidad mínima de fluidización

$$V_{mfn} = \frac{G (P_p - \rho_l) D_p^2 \epsilon^3}{150 \mu (1 - \epsilon)} \\ = \frac{32.17 (179.63 - 0.07528) (6.6 \times 10^{-3})^2 \times (0.60)^3}{150 \times 1.2 \times 0.001 \times 0.40}$$

$$V_{mfn} = 75.48 \text{ ft/seg}$$

Para tubería de  $\phi_n = 1 \frac{1}{2}''$

$$Q = V A = 75.48 \times 0.01414 = 1.07 \text{ ft}^3/\text{seg} \\ = 64.2 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Se requiere

$$Q = 480.25 \text{ GPM}$$

2a. Alternativa

Fluido: Agua

$$T = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P = 11.3 \text{ Pst}$$

$$\rho = 62.37 \text{ lb/ft}^3$$

$$\mu = 1 \text{ Cps} = 6.72 \times 10^{-4} \text{ lb/ft seg}$$

Para = 0.60

$$L = 800 \text{ mm} = 31.50 \text{ in}$$

a).- Caída de presión

$$P = 0.40 \times (179.63 - 62.37) (2.62) = 123 \text{ lb/ft}^2$$

$$= 0.8534 \text{ lb/in}^2$$

b).- Velocidad mínima de fluidización

$$V_{mfn} = \frac{31.17 (179.63 - 62.37) (6.6 \times 10^{-3}) \times (0.60)^3}{150 \times 6.72 \times 10^{-4} \times 0.40}$$

$$V_{mfn} = 0.88 \text{ ft/seg}$$

Para tubería de  $\phi_n = 1 \frac{1}{2}$ "

$$Q = 0.88 \text{ ft/seg} (0.1414 \text{ ft}^2) = 0.124 \text{ ft}^3/\text{seg}$$

$$Q = 5.58 \text{ GPM}$$

3a.- Alternativa

Fluido: Benceno

$$T = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P = 11.3 \text{ Psi}$$

$$\rho = 56.1 \text{ lb/ft}^3$$

$$\mu = 0.7 \text{ Cps} = 4.70 \times 10^{-4} \text{ lb/ft seg}$$

$$\text{Para} = 0.80$$

$$L = 500 \frac{1 - 0.36}{1 - 0.80} = 1,600 \text{ mm. (63 in)}$$

a).- Caída de presión

$$P = 0.20 (179.63 - 56.1) (5.25) = 129.71 \text{ lb/ft}^2$$

$$P = 0.90 \text{ lb/in}^2$$

b).- Velocidad mínima de fluidización

$$V_{mfn} = \frac{32.17 (179.63 - 56.1) (6.6 \times 10^{-3})^2 \times (0.80)^3}{150 \times 4.7 \times 10^{-4} \times 0.20}$$

$$V_{mfn} = 6.28 \text{ ft/seg}$$

Para tubería de  $\phi_n = 1 \frac{1}{2}''$

$$\begin{aligned} Q &= V A = 6.28 \times 0.01414 = 0.089 \text{ ft}^3/\text{seg} \\ &= 5.33 \text{ ft}^3/\text{min} \end{aligned}$$

Se requiere un gasto de

$$Q = 39.89 \text{ GPM} \approx 40 \text{ GPM}$$

Un análisis de los resultados anteriores nos muestra una variación de la caída de presión y la velocidad mínima de fluidización con la naturaleza del fluido motriz para un empaque específico; se puede ver que ambas variables dependen inversamente de la densidad del fluido ya que disminuyen al aumentar esta, minimizándose para líquidos densos, por otra parte la velocidad mínima de fluidización es función también del diámetro de partícula ya que a mayor diámetro menor velocidad de fluidización.

La porosidad requerida es también un factor importante en los resultados y afecta en forma directa tanto a la caída de presión como a la velocidad mínima de fluidización.

Por lo anterior, podría decirse que es más económico efectuar procesos de fluidización con los líquidos que con los gases, sin embargo, es conveniente en cada caso hacer un análisis de la potencia requerida en todo el sistema, ya que siempre será más costoso bombear un líquido denso ó muy viscoso (por ejemplo la glicerina) que un gas.

Los cálculos anteriores son solo un ejemplo ilustrativo de los mu--

chos proyectos que se pueden efectuar en este equipo y los resultados que de él se obtengan son una función directa del tipo de empaque y naturaleza del fluido como quedo demostrado con los cálculos anteriores.

Como un trabajo a futuro, este equipo podrá utilizarse como torre em pacada haciendo las conexiones necesarias para entradas y salidas de los dos fluidos que van a intercambiar masa.

A P E N D I C E 5

SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMATICO



## SISTEMA DE MEDICION II

De todo el sistema propuesto, quizá es esta la parte que más se asemeja a los sistemas de medición de flujo de fluidos tradicionales, sin embargo aquí se proponen varias innovaciones que se verán con detalle.

Básicamente esta parte está constituida por tuberías, válvulas, conexiones, medidores de flujo y los accesorios convencionales para sistemas de esta naturaleza.

El objetivo principal de esta parte es medir caídas de presión en los diferentes tipos de tuberías, válvulas y conexiones a condiciones de operación variables; ya que se considerarán tuberías aisladas para cálculos a temperaturas diferentes a la del medio ambiente.

Sin embargo, la parte más interesante corresponde al análisis del flujo a dos fases que se pretende tener en el sistema y que se podrá visualizar y analizar con más detalle en la tubería de vidrio con que se cuenta. Se desea poder manejar los diferentes tipos de mezclas que componen el flujo a dos fases como son: líquido-gas, líquido-líquido, líquido-sólido y gas-sólido, y en cada uno de ellos analizar variables tan importantes como los patrones de flujo y las caídas de presión, siendo éstas últimas nuestro objetivo principal.

Debido a la importancia que representan los procesos de transporte neumático (gas-sólido) en la industria de plásticos y fibras textiles, se presenta a continuación un sistema de este tipo que podría instalarse como resultado del trabajo que aquí se presenta.

## SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO

El objetivo de cualquier sistema de transporte neumático es llevar material de un punto a otro. El aire puede emplearse como medio de transporte siempre y cuando la naturaleza del material a transportar sea la adecuada. La mayoría de los materiales pulverizados pueden acarriarse por medio de sistemas neumáticos, no obstante algunos de los más finos tienden a pegarse o resultan abrasivos por lo que son difíciles de transportar en esta forma.

En cualquier sistema de transporte se requiere energía para acelerar y levantar el material, para vencer las pérdidas debido a la fricción. En sistemas neumáticos las pérdidas por fricción incluyen aquellas que son ocasionadas por el material en la pared de tubería y codos y además de las fuerzas con el aire. La energía requerida puede suministrarse por un ventilador, un soplador, un compresor ó bien por algún otro dispositivo mecánico.

La mayor parte de las aplicaciones de dicho transporte, se tienen con fase diluida de flujo en masa aire-sólido en tubería horizontal ó vertical corriente arriba.

La selección entre un sistema neumático y un sistema mecánico dependerán basarse en un análisis económico, ya que un sistema mecánico requiere baldes, bandas, etc., que generalmente requieren menos potencia de operación pero mayor número de equipos, espacio y mantenimiento; lo que inclina el balance a favor del transporte neumático; además que en los últimos es posible controlar la pureza del material.

## PRINCIPIOS DE DISEÑO

Debido a que el transporte neumático es más arte que ciencia, el diseñador deberá hacer una evaluación funcional de las ventajas de un sistema sobre otro. No existen reglas que gobiernen o rijan los costos para dar un análisis más económico, más bien un buen diseño deberá hacerse para varias alternativas y completar la operación de acuerdo a los factores económicos de cada uno.

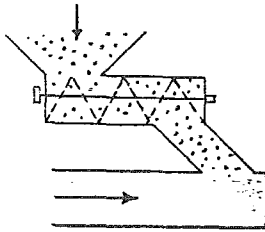
Para diseñar el sistema se deberá tener un conocimiento completo de la cantidad y naturaleza del material que se va a transportar, y de la trayectoria que sigue con el mayor detalle; esta trayectoria deberá tener el mínimo número de codos y de vueltas posible.

El diseñador deberá determinar las localizaciones relativas para el ventilador, alimentador y separador. Hay tres posibilidades: el ventilador puede estar localizado corriente arriba del alimentador, corriente abajo del separador o entre el alimentador y el separador. La presión en cualquier punto del sistema deberá ser mayor a la atmosférica en el lado de la descarga del ventilador y menor que la atmosférica en la succión del mismo.

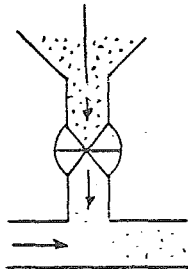
Cuando el ventilador se localiza corriente arriba del alimentador separa los polvos del material. El ventilador por si mismo no se causa ningun daño al material pero el alimentador deberá ser cuidadosamente seleccionado y localizado para evitar choques a alta velocidad que dañen al material.

Existen varias formas de alimentar el material al sistema:

- 1.- Alimentador tipo tornillo.- El tornillo oprime un sello com--  
primiendo al material y lo obliga  
a salir del tubo alimentador al -  
sistema de transporte.

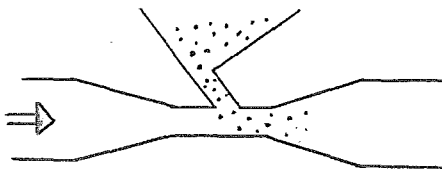


- 2.- Válvula rotatoria.- La rotación de la válvula introduce el -  
material en el sistema; además, -  
la alimentación del material se  
puede regular con la válvula



Estos tipos de dispositivos mecánicos requieren su propio sistema motriz, están sujetos a desgaste y pueden dañar ciertos materiales.

- 3.- Venturi.- Este metodo consiste en aprovechar el aumento de -



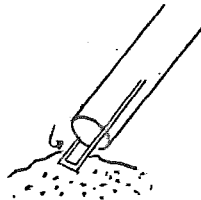
velocidad del gas en una garganta del Venturi para acelerar el -  
recorte hasta la velocidad mínima de acarreo y así asegurar el trans  
porte.

La velocidad en la garganta deberá ser suficientemente alta de tal forma que la presión estática re-

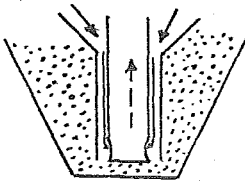
cuperada, sea igual a las pérdidas de presión corriente abajo. Los impactos a altas velocidades dañan a algunos materiales. Las eficiencias del venturi son dañadas por la turbulencia producida por el material. Este método no es recomendable para altas corridas ó altas cargas.

Cuando el ventilador se encuentra corriente abajo del separador, - la presión en todo el sistema será menor que la atmosférica y los métodos más comunes de la alimentación son:

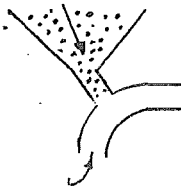
- 4.- Ducto abierto.- Es la forma más sencilla de aprovechar el vacío del sistema para alimentar el sólido. Se usa una trampa mecánica para evitar el taponamiento.



- 5.- Tubo concéntrico.- El material se alimenta al tubo interior por medio de vacío y así se transporta al punto de descarga

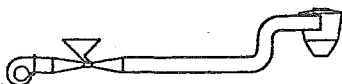


- 6.- Tolva y codo.- En este método el ventilador se encuentra entre el alimentador y el separador, se utiliza con frecuencia para transportar sólidos por arriba del piso

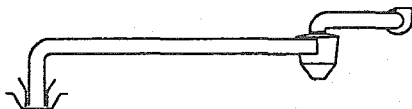


Existen varios tipos de sistemas que emplean los arreglos descritos con anterioridad.

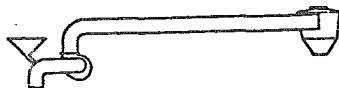
Como ejemplo, en las siguientes figuras se ilustran algunos de los más comunes y representativos en cada caso.



Sistema Ventilador - alimentador - separador.



Sistema Alimentador - separador - ventilador.



Sistema Alimentador - ventilador - separador.

## RELACIONES DE FLUJO RECOMENDABLES

Una vez definido el sistema a utilizar, el siguiente paso será dimensionar la tubería.

Hay una velocidad mínima de transporte para cada material, así que la cantidad de aire requerido varía directamente con el área transversal de la tubería. Por consiguiente la relación del flujo en peso sólido-gas, depende del tamaño de la tubería. Esta relación también llamada -- carga del material es uno de los parámetros más significativos.

Las relaciones de flujo más utilizadas industrialmente son de 2:1 -- cuando las distancias de transporte no son muy grandes. En algunos casos especiales se emplean cargas de 5:1 y hasta 6:1, sin embargo, no es muy recomendable emplear estas últimas.

Una vez que se selecciona el tamaño de tubería, la capacidad y carga del material pueden calcularse. Con una velocidad y tamaño de tubería conocidos se determina el gasto de aire utilizando la ecuación de continuidad; esto junto con la densidad nos da la velocidad del aire.

Las libras de flujo de material divididas entre las libras de flujo de -- aire para cualquier intervalo de tiempo, da la carga de material. Con estos datos es posible calcular las pérdidas de presión debidas al aire y al material.

## VELOCIDADES DE DISEÑO

Una partícula individual puede considerarse aerodinámicamente y desarrollar una velocidad de flotación. La ecuación para calcular esta velocidad para una partícula de cualquier forma es la siguiente:

$$V_{\text{flotación}} = \frac{2g}{f_D} \frac{\rho_p}{\rho_a} \frac{\text{Volumen}}{\text{Area frontal}}$$

Para una esfera:

$$V_{\text{flotación}} = \frac{4}{3} \frac{g}{f_D} \frac{\rho_p}{\rho_a} d_p$$

donde:

$V$  = Velocidad de flotación

$g$  = Aceleración de la gravedad,  $\text{ft}/\text{seg}^2$

$f_D$  = Coeficiente de arrastre

$d_p$  = Diámetro de partícula,  $\text{ft}$

$\rho_p$  = Densidad del material,  $\text{lb}/\text{ft}^3$

$\rho_a$  = Densidad del aire,  $\text{lb}/\text{ft}^3$

Lo anterior indica que el peso, tamaño y forma de la partícula influirán en la velocidad de flotación.

El coeficiente de arrastre para una partícula con bordes es independiente del número de Reynolds en el rango normal y para la mayoría de formas de sólidos se considera como 1.0. Para cuerpos redondos tales como esferas y cilindros el coeficiente de arrastre varía con el número de Reynolds pero para aplicaciones prácticas se puede tomar 1.0 para cilindros y 0.5 para esferas. Existen muchos datos experimentales de acuerdo con las ecuaciones anteriores, sin embargo, deberá notarse que los cuerpos irregulares normalmente presentan una cara más ancha a la corriente, girando periódicamente y para ellos la velocidad de flotación estará en un cierto rango de velocidades. Asimismo deberá notarse que la velocidad de flotación estrictamente hablando solo se aplica a tuberías verticales.

Aunque la velocidad relativa del material y el aire es igual a la ve



locidad de flotación en una tubería vertical, esto no se cumple en tubería horizontal, en este caso la velocidad relativa esta dada por:

$$V_{\text{relativa}} = V_{\text{flotación}} (0.18 + 0.65 \times 10^{-4} \times V_{\text{aire}})$$

donde:

Las velocidades estarán dadas en unidades consistentes.

La velocidad del material es igual a la velocidad del aire menos la velocidad relativa. La velocidad del material en una tubería vertical es siempre menor que en la tubería horizontal bajo las mismas condiciones de operación. No existen ninguna expresión matemática para calcular la velocidad de cualquier material; el criterio de diseño es considerar una velocidad del material suficientemente alta de tal manera que se elimina la flotación o al menos la minimice.

Como una regla importante de diseño se tiene que para materiales sólidos con una densidad entre 25 y 75 lb/ft<sup>3</sup>, la velocidad del aire recomendable para transportes es de 5,000 ft/min.

La figura muestra la relación que existe entre la densidad del material y la velocidad de transporte recomendable.

### PERDIDAS DE PRESION

Las pérdidas de presión debidas al flujo de aire en la tubería pueden calcularse con las diferentes ecuaciones y gráficas convencionales empleadas en flujo de fluidos.

En sistema de transporte neumático, para evitar la flotación ó el taponamiento se recomienda usar tuberías poco rugosas ó preferentemente lisas.

Una de las muchas razones que justifica el uso de aire como medio de transporte es que este quede convenientemente para girar en los codos; Sin embargo estos son una fuente de pérdida de presión considerable y sus efectos deben disminuirse hasta donde sea posible. Generalmente se utilizan codos con relaciones de 5 ó 6. La longitud el codo de este tipo es de aproximadamente de 10 diámetros y esta dimensión puede considerarse para calcular la pérdida de presión.

La pérdida de presión del aire en la tubería sin considerar tolerancias por fricción, está dada por:

$$P = \frac{W_m L}{69.4 W_a} = \frac{R L}{69.4}$$

donde:

$W_m$  = Flujo en masa de material, lb/hr

$W_a$  = Flujo en masa de aire, lb/hr

$L$  = Longitud de tubería, ft

$R$  = Relación de carga

Similarmente la caída de presión debida al flujo de material, está dada por:

$$P_s = \frac{W_m V_m^2 / 2g}{69.4 W_a} = R(VP)$$

donde:

$$VP = V_m^2 / 69.4 \times 2g$$

y se conoce como velocidad de presión.

En general la presión requerida para vencer la fricción de deslizamiento puede expresarse por:

$$P_f = \frac{Ff d}{69.4 W_a} = \frac{f F_n d}{69.4 W_a}$$

La presión requerida para mover el material sobre la tubería horizontal de longitud H en ft es:

$$P_{sH} = \frac{f W_m H}{69.4 W_a} = \frac{f R H}{69.4}$$

La pérdida de presión en un codo de 90°, está dada por:

$$P_{90^\circ} = \frac{f (CF) d}{69.4 W_a} = f R (VP)$$

donde:

$$CF = \frac{W_m/V_m^2}{gr} = \text{Fuerza centrífuga}$$

$$d = \frac{r}{2} = \text{distancia de la vuelta del codo.}$$

## MEMORIA DE CALCULO

## Requerimientos

Velocidad de transporte: 100 lb/hr

Arreglo: Alimentador 7' horizontales, codo de 90°, 20' horizontales, codo de 90°, 8' verticales, codo de 90° y separador.

Localización del ventilador: La mejor posición determinada por la evaluación

## Propiedades del material

Polímero de poliéster

Densidad aparente: 45 lb/ft<sup>3</sup> (35% Vol. vacío)

Area frontal promedio: 0.0256 in<sup>2</sup>

Volumen promedio de la partícula: 0.0044 in<sup>2</sup>

Coefficiente promedio de arrastre: 1.0

Coefficiente de fricción promedio: 0.8

## Velocidades y cargas

Velocidad del aire:  $V_a^* = 5,000$  ft/min (supuesta)

Velocidad de flotación

$$V_f = \sqrt{\frac{2g}{f_D} \frac{\rho_p}{\rho_a} \frac{V}{A}}$$

donde:

V = Volumen

A = Area frontal

$$V_f = \sqrt{\frac{2 \times 32.2}{1.0} \times \frac{45}{0.65 \times 0.075} \times \frac{0.0044}{0.0256 \times 12}}$$

$$V_f = 27.82 \text{ ft/seg} = 1,670 \text{ ft/min}$$

Velocidad relativa

$$\begin{aligned} V_r &= V_f (0.18 + 0.65 \times 10^{-4} V_a) \\ &= 1,670 (0.18 + 0.65 \times 10^{-4} \times 5,000) \\ V_r &= 843.45 \text{ ft/min} \end{aligned}$$

Velocidad del material

$$\begin{aligned} V_m &= V_a - V_f = 5,000 - 1,670 \\ V_m &= 3,330 \text{ ft/min} \quad (\text{vertical}) \\ V_m &= V_a - V_r = 5,000 - 843.45 \\ V_m &= 4,156.65 \text{ ft/min} \quad (\text{horizontal}) \\ V_m &= 0.8 \times 4,156.65 \\ V_m &= 3,325.32 \text{ ft/min} \quad \text{1er. codo} \\ V_m &= 0.8 \times 4,156.65 \\ V_m &= 3,325.32 \text{ ft/min} \quad \text{2o. codo} \\ V_m &= 0.8 \times 3,330 \\ V_m &= 2,664 \text{ ft/min} \quad \text{3er. codo} \end{aligned}$$

Gasto del material

$$\begin{aligned} W_m &= \frac{100}{60} \\ W_m &= 1.67 \text{ lb/min} \end{aligned}$$

## Gasto de Aire

$$W_a = 5000 * 0.075 * 0.0233 = 8.74 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \text{ (tubería 2")}$$

$$W_a = 5000 * 0.075 * 0.01414 = 5.30 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \text{ (tubería 1 1/2")}$$

$$W_a = 5000 * 0.075 * 0.006 = 2.25 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \text{ (tubería 1")}$$

## Carga de material:

$$R = 1.67/8.74 = 0.19 \quad \text{Tubería de 2"}$$

$$R = 1.67/5.30 = 0.32 \quad \text{Tubería de 1 1/2"}$$

$$R = 1.67/2.25 = 0.74 \quad \text{Tubería de 1"}$$

Se recomienda que la relación (R) para transporte neumático sea de 2:1.

Para tal efecto podemos tomar dos alternativas:

1a.- Aumentar el gasto del material en el sistema y entonces - en una tubería de 1 1/2" para manejar una relación de cargas de 2:1, tendremos que:

$$W = 636 \text{ lb/hr}$$

2a.- Disminuir el gasto de aire

Para nuestro sistema la segunda alternativa resulta ser la mejor ya que reducimos el costo de operación y manejamos gastos pequeños (uno de los objetivos principales).

## Velocidades y cargas

Velocidad del aire:

$$V_a^* = 3,000 \text{ ft/min (supuesta)}$$

Velocidad de flotación:

$$V_f = 60 \frac{2 \times 32.2}{1.0} \times \frac{45}{0.65 \times 0.75} \times \frac{0.0044}{0.256 \times 12}$$

$$V_f = 27.82 \text{ ft/seg} = 1,670 \text{ ft/min}$$

Velocidad relativa:

$$V_r = 1,670 (0.18 + 0.65 \times 0.3000) = 626.25 \text{ ft/min}$$

Velocidad del material

$$V_m = 3,000 - 1,670.00 = 1,330.00 \text{ ft/min (tuberfa vertical)}$$

$$V_m = 3,000 - 626.25 = 2,373.75 \text{ ft/min (tuberfa horizontal)}$$

$$V_m = 0.8 \times 2,373.75 = 1,899.00 \text{ ft/min (1o. y 2o. codos)}$$

$$V_m = 0.8 \times 1,330.00 = 1,064.00 \text{ ft/min (3er. codo)}$$

Casto del material:

$$W_m = 100/60 = 1.67 \text{ lb/min}$$

Gasto del aire:

$$W_a = 3,000 \times 0.075 \times 0.02330 = 5.24 \text{ lb/min (tuberfa 2")}$$

$$W_a = 3,000 \times 0.075 \times 0.01414 = 3.18 \text{ lb/min (tuberfa 1 1/2")}$$

$$W_a = 3,000 \times 0.075 \times 0.00600 = 1.35 \text{ lb/min (tuberfa 1")}$$

Para que  $R = 2$  en tuberfa de 1"

$$W_m = 6.36 \text{ lb/min} = 381.60 \text{ lb/hr}$$

Considerando

$$W_m = 400 \text{ lb/hr} = 6.67 \text{ lb/min}$$

$$R = 6.67/5.24 = 1.27 \quad (\text{tubería de 2"})$$

$$R = 6.67/3.18 = 2.10 \quad (\text{tubería de 1 1/2"})$$

$$R = 6.67/1.35 = 4.94 \quad (\text{tubería de 1"})$$

Cualquiera de estas relaciones son factibles de manejar, ya que industrialmente se pretende que estén entre 2 y 6.

Los siguientes cálculos corresponden a tubería de 1 1/2" que es la -- que se pretende tener en el sistema.

Perdidas debidas al flujo de material

Pérdidas de levantamiento

$$T_{p1} = 2.1 \times (7/69.4) = 0.2118''$$

Pérdidas por aceleración

$$VP = 0.35 - 0.00 = 0.35'' \quad (0 \text{ a } 2,373.75 \text{ ft/min})$$

$$VP = 0.35 - 0.23 = 0.12'' \quad (1,899 \text{ a } 2,373.75 \text{ ft/min})$$

$$VP = 0.28 - 0.11 = 0.12'' \quad (1,899 \text{ a } 1,330 \text{ ft/min})$$

$$VP_{\text{total}} = 0.59'' = 0.60''$$

$$VP_{\text{total}} + \text{Margen} = 0.80''$$

$$TP_A = 0.80 \times 2.1 = 1.68''$$

Pérdidas horizontales:

$$TP_H = 0.8 \times 2.1 \times (20/69.4) = 0.48''$$

Perdidas de los codos:

$$VP = 0.25'' \times 2 = 0.50 \quad (\text{1o. y 2o. codos})$$



$$VP = 0.10 \quad (3er. codo)$$

$$VP_{total} = 0.60''$$

$$TP_{90^\circ} = 0.8 \times 2.1 \times 0.60 = 3.16''$$

Pérdidas debido al flujo de aire

$$TP_d = \frac{34 \times 12}{10} + 10 \quad (1.56 / (1.4 \times 35))$$

$$TP_d = 9.0''$$

Otras pérdidas

Salida del alimentador:

$$TP_x = 1.00''$$

Entrada al separador:

$$TP_e = 2.00''$$

$$TP_t = 3.00''$$

## REQUERIMIENTOS DEL VENTILADOR

Capacidad:

$$\text{CFM} = 3.18 \div 0.075 = 42.4 \text{ Ft}^3/\text{min}$$

Presión

$$\text{FTP} = 0.2118 + 1.68 + 0.48 + 3.16 + 9.0 + 3.00 = 17.53''$$

Potencia: Suponiendo 70% de eficiencia

$$\text{BHP} = 42.42 * 17.63 \div 6356 * 0.70 = 0.1671 \text{ hp}$$

Usar motor 1/4 hp

En conclusión, se podrá usar el mismo equipo seleccionado para fluidización y los ajustes que se requieran estarán en función de lo que se pretenda realizar en el sistema.

## DISEÑO MECANICO

## Tolva de Alimentación

Capacidad: 200 lb

Volúmen:

$$V = M/P = 200/45 = 4.44 \text{ Ft}^3$$

## Dimensiones

a) Cilindro:

$$V = 0.785 D^2 H$$

$$si = H = D$$

$$D = (V/0.785)^{1/3}$$

$$D = (4.44/0.785)^{1/3} = 1.78 \text{ Ft} = 21.36 \text{ in}$$

$$= 542.5 \text{ mm}$$

b) Cono

$$D = 542.5 \text{ mm}$$

$$H = 383.61 \text{ mm}$$

$$\text{ángulo de inclinación} = 45^\circ$$

c) Tapa

$$D = 542.5 \text{ mm}$$

$$H = 72.68 \text{ mm}$$

$$\text{ángulo de inclinación} = 15^\circ$$

## d) Boquillas

Díametro Nominal: 2"

Brida:

Tipo Slip-On 150 psi

## e) Soportes

tres patas de ángulo

A continuación se presenta esta tolva con los detalles de fabricación necesarios

## VALVULA ROTATORIA

Este equipo se puede comprar de línea y se propone la siguiente:

$\emptyset$  NOM = 2"

Esta válvula sirve para regular el flujo, por lo que será de gran utilidad para los fines que se persiguen.

## MEDIDOR VENTURI

Este dispositivo podrá construirse en el taller con las especificaciones dadas en la figura.

## CICLON SEPARADOR

Se recomienda comprar este equipo de línea para lo cual -

se recomienda cotizar directamente con los proveedores.

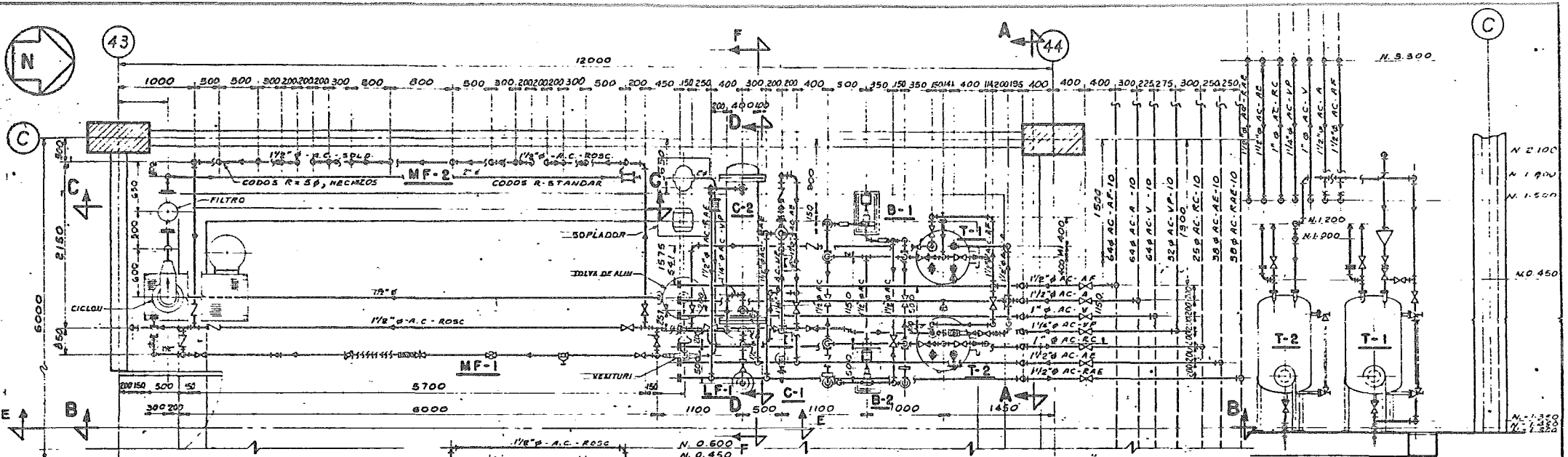
#### FILTRO Y TRAMPA DE POLVOS

Este equipo podrá fabricarse en el taller con las especificaciones que se presentan en el plano No. STN-0

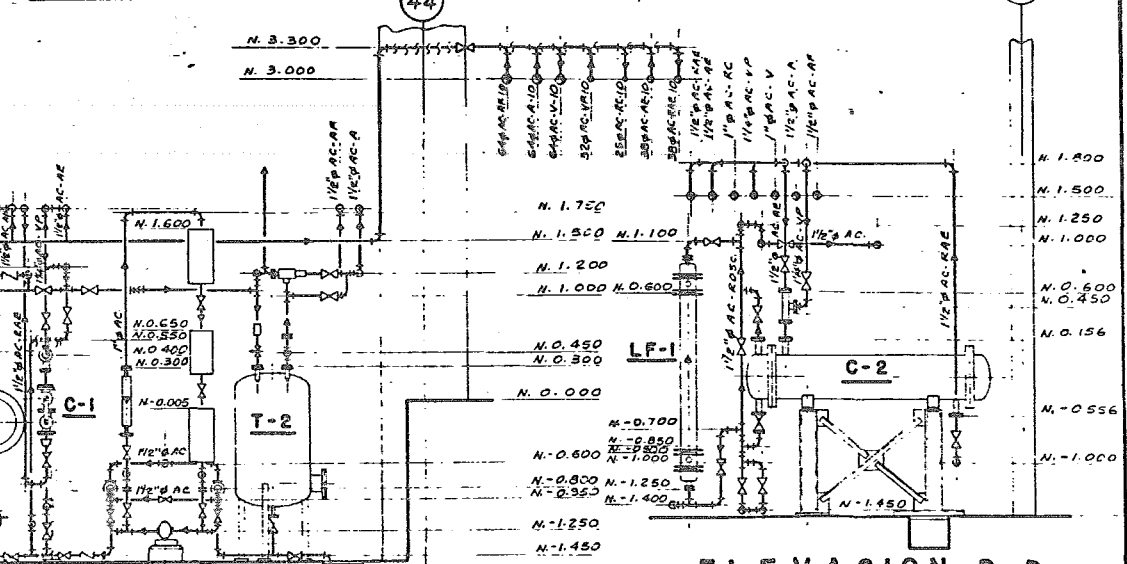
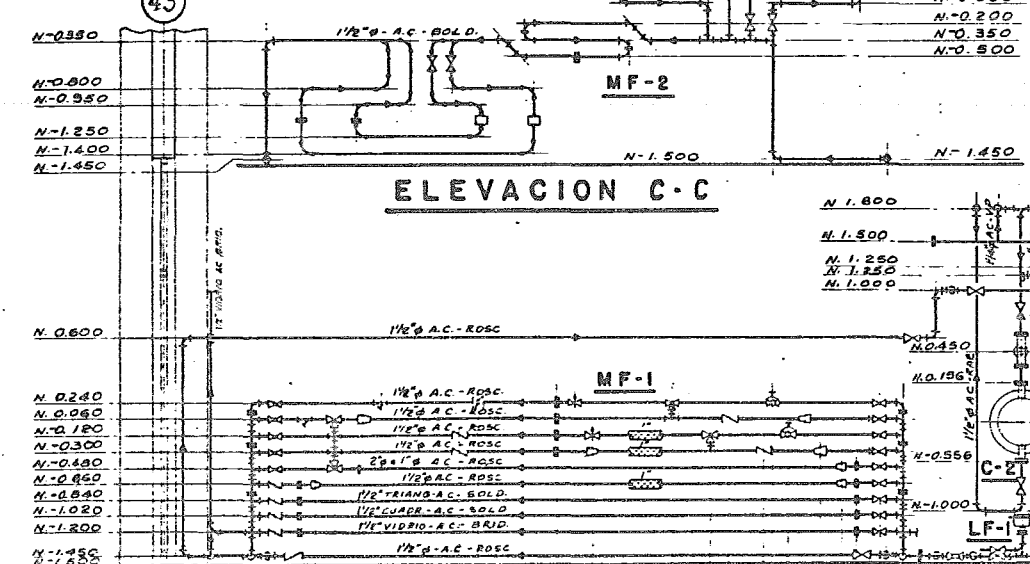
Por último en los diagramas de arreglo de tuberías y equipo se propone la localización real que podría tener este sistema de transporte neumático en el laboratorio.

A P E N D I C E 6

PLANOS DE CONSTRUCCION DEL SISTEMA

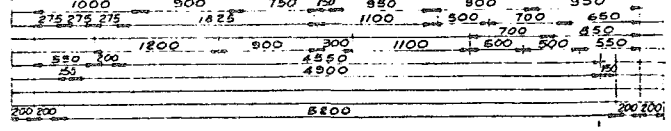


**PLANTA**



**SIMBOLOGIA**

- ⊗ VALVULA COMPUERTA
- ⊘ VALVULA CHECK
- ⊘ VALVULA AGUJA
- ⊘ VALVULA TRES VIAS
- ⊘ VALV. REGUL. PRESION
- ⊘ VENTURI
- ⊘ DISCO RUPTURA
- ⊘ VALV. MARIPOSA
- ⊘ AISLAM. TERMICO

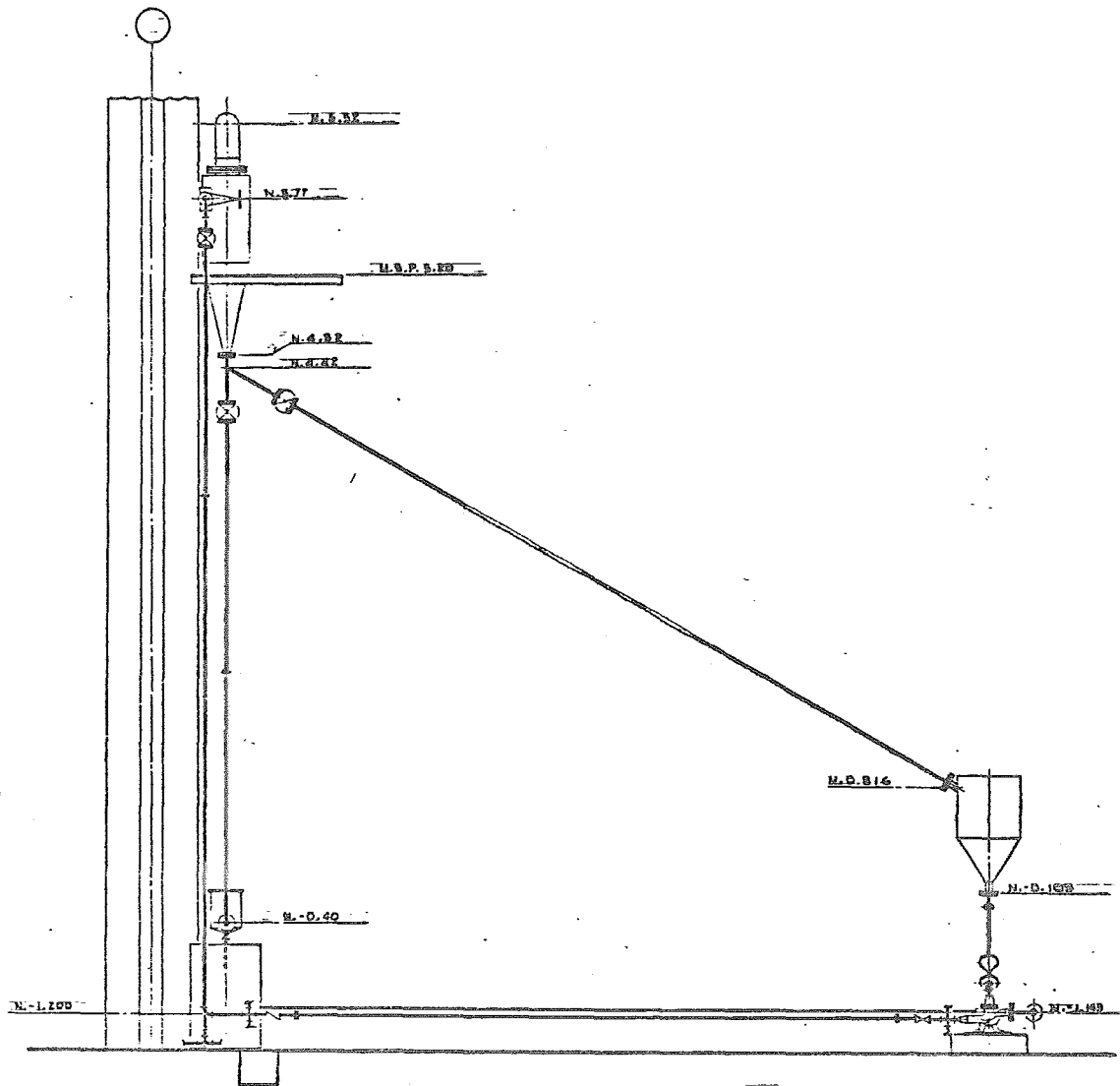


**NOTAS:**

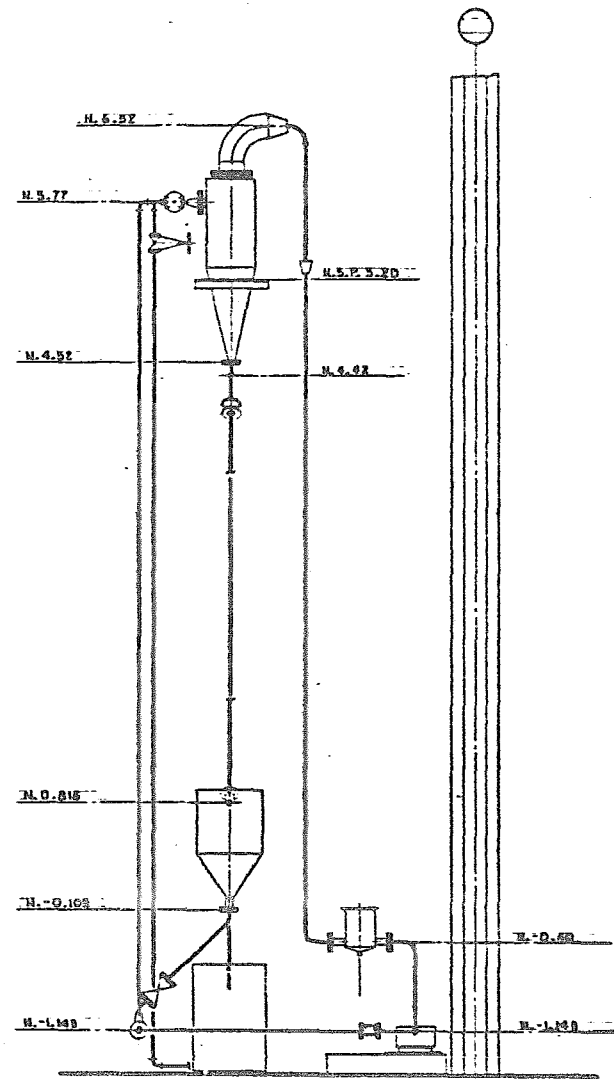
- ELEVACION EN METROS.
- PONER TUERCAS UNION EN LOS LUGARES NECESARIOS.
- TODA LA TUBERIA DE VAPOR Y PROCESO DE ALTA TEMPERATURA SE AISLARA HASTA UNA ALTURA DE 1.50 M. ARRIBA DEL PISO PARA PROTECCION DE PERSONAL.
- PONER EXTENSION A LOS VOLANTES DE LAS VALVS. QUE ESTEN ARRIBA DE 1.75 M. DEL PISO.

**UNAM ENEP ZARAGOZA**

<b>ARREGLO DE T·BIERAS</b>		
<b>SISTEMA DE MEDICION DE FLUJOS DE FLUIDOS</b>		
DIBUJO: G. RAMIREZ	DISEÑO: F. FEREZ	PLANO No. 0
ESCALA: 1:25	REVISO: W. M. AMAR	REVISIONES
FECHA: 17 AGOSTO 79	ACOTACIONES: M.M.	SMFF-2



ELEVACION E-E



ELEVACION F-F

SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMATICO





## BIBLIOGRAFIA

- 1.- Brownell, Lloyd E. and Young, Edwin H.  
" PROCESS EQUIPMENT DESIGN" Vessel Design  
John Wiley & Sons, Inc  
New York, N.Y.  
April 1959
  
- 2.- Chuse, Robert  
"PRESURE VESSELS" The A.S.M.E CODE Simplified  
Mc Graw - Hill Book Co. Inc.  
New York, N.Y.  
Fifth Edition
  
- 3.- Crane  
"FLOW OF FLUIDS" Through valves, fittings, and pipe.  
Crane Co.                      Technical Paper No. 410  
Chicago, Illinois  
Sixteenth Printing 1976
  
- 4.- Evans Jr, Frank L.  
"EQUIPMENT DESIGN HANDBOOK FOR REFINERIES AND CHEMICAL PLANTS"  
Gulf Publishing Company.  
Houston, Texas  
August, 1975

- 5.- Jorgensen, Robert  
"FAN ENGINEERING"  
Published by Buffalo Forge Company.  
Boston, Massachusetts  
1973
- 6.- Kern, Donald Q.  
"PROCESS HEAT TRANSFER"  
Mc. Graw - Hill Book Company  
New York, N.Y.  
1977
- 7.- Ludwig, Ernest E.  
"APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS"  
Gulf Publishing Company  
Houston, Texas  
January 1977
- 8.- Mc Cabe, Warren L. and Smith, Julian C.  
"UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING"  
Mc Graw - Hill Book Company  
New York, N.Y.  
1976

- 9.- Megyesy, Eugene F.  
"PRESSURE VESSEL HANDBOOK"  
Publishing Inc.  
Springfield, Massachusetts  
July 1974.
- 10.- Perry, John H.  
"CHEMICAL ENGINEERING HANDBOOK"  
Mc Graw - Hill Book Company  
New York, N.Y.  
Fifth edition.
- 11.- Tubular Exchanger Manufacturers Association  
"T. E. M. A."  
Tubular Exchanger Manufacturers Association Inc.  
Fifth edition.
- 12.- Vitela García, Romualdo  
"DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR"  
Tesis profesional.  
Ingeniería Industrial I.P.N.  
1974.
- 13.- Weaver, Rip.  
"PROCESS PIPING DESIGN"  
Gulf Publishing Company  
Houston, Texas  
November 1972.
- 14.- Arthur Belanger  
"NEW ISOMETRIC TECHNIQUE BETTER THAN PLANT MODEL"  
Hydrocarbon Processing  
October, 1977

- 15.- Char, C.V.  
"CHECK PIPE SUPPORT ORIENTATION"  
Hydrocarbon Processing  
September 1975                      Pages: 207 - 212
- 16.- Churchill, Stuart W.  
"FRICTION FACTOR EQUATION SPANS ALL FLUID FLOW REGIMES"  
Chemical Engineering  
November 7, 1977.                      Pages: 91, 92.
- 17.- Jackson, D.H.  
"SELECTION AND USE OF EJECTORS"  
Chemical Engineering Progress  
Vol. 44 No. 5  
May 1948                                  Pages: 347 - 352
- 18.- Jeelani, S.A. K., Rajkumar, A. and Kasipathi Rao, K.V.  
"DESIGNING AIR-JET EJECTORS"  
Chemical Engineering  
September 25, 1978                      Pages: 135, 136
- 19.- Kern Robert  
"PLANT LAYOUT"  
Chemical Engineering  
    Part 1 How to manage plant design to obtain minimum cost.  
            May 23, 1977              Page 130  
    Part 2 Specifications are the key to successful plant -  
            design.  
            July 4, 1977              Page 123  
    Part 3 Layout arrangements for distillation columns.  
            August 15, 1977          Page 153  
    Part 4 How to find optimum layout for heat exchangers.  
            September 12, 1977          Page 169  
    Part 5 Arrangements of process and storage vessels.  
            November 7, 1977              Page 93

- Part 6 How to get the best process-plant layouts for pumps and compressors.  
December 5, 1977 Page 131
- Part 7 Piperack design for process plants.  
January 30, 1978 Page 105
- Part 8 Space requirements for layout for process furnaces.  
February 27, 1978 Page 117
- Part 9 Instrument arrangements for ease of maintenance and convenient operation.  
April 10, 1978 Page 127
- Part 10 How to arrange the plot plant for process plants.  
May 8, 1978 Page 191
- Part 11 Arranging the housed chemical process plant.  
July 17, 1978 Page 123
- Part 12 Controlling the cost factors in plant design.  
August 14, 1978 Page 141
- 20.0 Kern, Robert  
"PRACTICAL PIPING DESIGN"  
Chemical Engineering
- Part 1 Useful properties of fluids for piping design.  
December 23, 1974 Page 58
- Part 2 How to compute pipe size.  
January 6, 1975 Page 115
- Part 3 Measuring flow in pipes with orifice and nozzles.  
February 3, 1975 Page 72
- Part 4 How to size flowmeters.  
March 3, 1975 Page 161
- Part 5 Control valves in process plants.  
April 14, 1975 Page 85
- Part 6 How to design piping for pump-suction conditions.  
April 28, 1975 Page 119
- Part 7 How to design piping for pump-discharge conditions.  
May 23, 1975 Page 113
- Part 8 Piping design for two-phase flow.  
June 23, 1975 Page 145

- Part 9 How to design piping for reboiler systems.  
August 4, 1975 Page 107
- Part 10 How to design overhead condensing systems.  
September 15, 1975 Page 129
- Part 11 How to size piping and components as gas expands  
at flow conditions.  
October 13, 1975 Page 125
- Part 12 Pipe systems for process plants.  
November 10, 1975 Page 209
- 21.- Neerken, Richard F.  
"SELECTING THE RIGHT PUMP"  
Chemical Engineering  
April 3, 1978
- 22.- Simpson, Larry L. and Weirick, Martin L.  
"DISING PLANT PIPING"  
Chemical Engineering  
April 3, 1978