



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**AIRE DE PLANTA E INSTRUMENTOS PARA
PLANTAS DE PROCESO**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A
DANIEL GIL LOPEZ
CD. UNIVERSITARIA **1979**



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.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

CLAS. TESIS 1979

ADQ. M-T. 1979

FECHA _____

PROC. _____



PLANTAS DE PROCESO
AIRE DE PLANTA E INSTRUMENTOS PARA



CD. UNIVERSITARIA
1979
DANIEL GIL LOPEZ
P R E S E N T A
INGENIERO QUIMICO
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
T E S I S

JURADO DEL TEMA.

Presidente, Prof. ADALBERTO TIRADO ARROYAVE _____

Vocal, Prof. JUAN MANUEL LOPELIN GALLARDO _____

Secretario, Prof. RAFAEL GARCIA NAVA Rafael Garcia Nava

1er. Suplente, Prof. JOSE FCO. GUERRA RECASENS _____

2o. Suplente, Prof. GUILLERMO ALCAYDE LACORTE _____

Sitio donde se desarrollo el tema : Facultad de QUIMICA.

Nombre y firma del sustentante : DANIEL GIL LOPEZ Daniel Gil Lopez

Nombre y firma del asesor del tema : I.Q. RAFAEL GARCIA NAVA

Rafael Garcia Nava

A AQUEL QUE ES MI RAZON MAS GRANDE
PARA VIVIR, DIOS.

A mis padres:

De todo corazón honra a tu padre y no te olvides de los dolores de tu madre. Acuérdate que les debes la vida. ¿Cómo podrás pagarles lo que han hecho por tí ?

Sr. Rafael Gil Santillán.

Sra. María Elvira López de Gil.

A mis hermanos:

Rafael.

Esther.

María Elvira.

A mi abuelita: Isabel Cervantes Vda. de López.

A mis tías: Guadalupe y Luz Bertila.

A mi novia:

No te apartes de la mujer discreta y buena, porque vale su gracia más que el oro.

Srita. Bertha María Guzmán Mendoza.

A todos mis amigos y compañeros.

OBJETIVO.

Los componentes que utilizan fluidos a presión han adquirido, dentro del ámbito de la industria en general, gran preponderancia. Su aceptación es, cada vez, más universal en razón a sus nuevas aplicaciones.

Actualmente ya no es concebible una industria moderna sin aire comprimido. Motivo por el que se utilizan aparatos de aire a presión en las ramas, más variadas, de la industria.

El objetivo principal de este trabajo es el estudio sobre generación y uso del aire comprimido aplicado a una planta de proceso.

Dentro de la operación de plantas industriales, para manufactura de productos químicos o en el desarrollo de procesos de operaciones unitarias, se requiere una serie de servicios que intervengan en estas operaciones. A una planta de proceso los servicios le son indispensables, como lo es el aire para la vida, por esta razón, en el diseño de una planta, los servicios auxiliares forman una parte importante. Dentro de los servicios auxiliares existen algunos más importantes que otros para el funcionamiento del proceso.

En lo que respecta al aire como servicio auxiliar, los puntos a tratar son: propiedades generales, usos y clasificación, métodos de generación industrial, explicación de las distintas fases que comprende el tratamiento del aire comprimido, selección y descripción del funcionamiento de los equipos, paquetes de generación de aire, instrumentación, y la aplicación en el diseño de redes de distribución, considerando criterios generales.

I. GENERALIDADES.

Puede pensarse que los pulmones son el compresor más antiguo y natural, pueden tratar cien litros de aire por minuto o seis metros cúbicos por hora.

La impulsión del aire para realizar un fin útil, lo podemos ver en cualquier gráfico de la historia de la humanidad, ejemplo: los cazadores utilizando la cerbatana para impulsar un dardo, la acción de soplar para encender y activar el fuego, etc.

Como primer compresor mecánico se puede citar el fuelle manual, que fue inventado hasta mediados del tercer milenio antes de Cristo y el fuelle de pie, que se empleó hasta 1500 años antes de nuestra era. Uno de los primeros libros acerca del empleo del aire a presión como energía, procede del siglo I de nuestra era. Describe mecanismos accionados por medio de aire caliente.

Aún cuando los rasgos básicos de la neumática se cuentan entre los más antiguos conocimientos de la humanidad, no fue utilizado, hasta el siglo pasado, cuando empezaron a investigarse sistemáticamente sus reglas y comportamiento. Sólo, desde hace pocas décadas, podemos hablar de una verdadera aplicación del trabajo de la neumática en los procesos de fabricación.

Algunos datos históricos notables sobre el avance en la utilización del aire comprimido son:

1650, Otto Von Guericke, inventa la bomba de aire.

1800, comienza a estudiarse el empleo del aire comprimido como medio de transmisión de energía, al comprobar que, el vapor, debido a su rápido enfriamiento y condensación, sólo podía emplearse en distancias cortas.

1857, la primera gran prueba de utilización de aire comprimido a gran escala, fue con motivo de la perforación del tunel de Montcenis, en los Alpes Suizos, para un ferrocarril de doble vía, con una longitud de 13.6 km.

1886, se inventa el ascensor de aire comprimido.

1890 - 1891, se suscitaron controversias sobre la rentabilidad del aire comprimido, como fuerza motriz en competencia con la máquina de vapor, el motor de gas y la electricidad.

Acercandonos un poco más al presente mencionaremos la flúidica, nueva tecnología que ha entrado ahora en su segunda década de evolución, - cuyos elementos flúidicos representan la contrapartida neumática de los transistores eléctricos. Tres ingenieros, alrededor de 1959, idearon esta técnica basada en el empleo de corrientes gaseosas, con el fin de conseguir conmutación sensitiva y funciones de control. Se apoyaban en el denominado " Efecto Pared ", descubierto en 1932 por Henry Coanda.

La investigación sobre el campo de las aplicaciones del aire comprimido, no ha terminado todavía. Esperemos que nuevos logros positivos lleguen a materializarse en conclusiones prácticas, ya que el aire comprimido desempeña un preponderante lugar en la industria moderna y ha de ser un factor activo en cualquier trabajo que se pretenda desarrollar en el futuro.

1.1. ¿ Porqué utilizar aire comprimido ?

Cuando se decide diseñar una instalación de aire comprimido, lo lógico es preguntarse, ¿ porqué utilizar aire comprimido?

Existen muchas razones por las cuales se utiliza una instalación de aire comprimido, en lugar del vapor, electricidad, agua, las razones -

son:

- a). Es versátil y rápida su respuesta en el trabajo. Su acción no es tan inmediata como la eléctrica, pero si es notablemente más rápida que la hidráulica.
- b). Es un medio de trabajo muy rápido que permite la obtención de velocidades de trabajo muy elevadas. Las velocidades y fuerzas son regulables de una manera continua, sin escalonamientos.
- c). El aire está a disposición de cualquiera, el cual podemos tomarlo en la cantidad que sea necesaria para comprimirlo y transformar su energía en trabajo. La compresión se hace en una central de compresores que se puede situar en cualquier punto de la fábrica, pues el aire comprimido es fácilmente transportable, aún en largas distancias por medio de tuberías, las cuales distribuyen la presión de trabajo uniformemente hacia los puntos de consumo. Los conductos de retorno son innecesarios.
- d). Las tuberías defectuosas disminuyen el rendimiento de la instalación pero no la seguridad, ventaja que sólo asegura el aire comprimido.
- e). El aire comprimido puede ser almacenado en depósitos, e incluso puede ser transportado en recipientes. Es poco sensible a la variación de temperatura; mantiene su fiabilidad incluso a temperaturas extremas.
- f). El escape de aire no es tóxico ni explosivo y es inodoro.
- g). No presenta riesgos de chispas por cargas electrostáticas.
- h). Los circuitos de aire no están expuestos a los golpes de ariete como los hidráulicos.
- i). Los costos no son muy superiores a los otros sistemas de energía, aunque esta diferencia, de costo, se compensa por el buen rendimiento y la facilidad de implantación.

I.2. Servicio Auxiliar.

Debido a que manejamos dentro de este trabajo el concepto de servicio auxiliar, es necesario definirlo y clasificarlo apropiadamente.

Servicio auxiliar, son aquellos fluidos o dispositivos generados o instalados dentro o fuera de una planta, aplicados a un proceso para: - operación normal, operación de emergencia, arranque, paro o mantenimiento.

Los servicios auxiliares se clasifican en dos categorías:

1). Primarios, son los vitales para el funcionamiento de una planta o del proceso. Ejemplo:

- a). Agua, (proceso, enfriamiento),
- b). Combustible,
- c). Vapor de fuerza y de proceso,.
- d). Energía eléctrica,
- e). Aire de instrumentos.

2). Secundarios, son los no vitales para el funcionamiento de la planta o del proceso. Ejemplo:

- a). Agua, (servicios, potable, contra incendio),
- b). Aire, (acondicionado, planta),
- c). Sistema de desfogue,
- d). Caminos,
- e). Mantenimiento.

SOLO PUEDES VIVIR POR LO QUE ACEPTAS MORIR.

II. PROPIEDADES Y CLASIFICACION DEL AIRE.

II.1. Propiedades.

El aire es un gas incoloro, inodoro e insípido. Es una mezcla de gases. La masa total de aire en la atmósfera se calcula en unos 15.17×10^{17} kg. Algo menos que la millonésima parte de la masa del planeta.

Composición del aire seco:

Componente	% volumen	% masa.
Nitrógeno	78.09	75.51
Oxígeno	20.95	23.15
Argón	0.93	1.28
Dióxido de carbono	0.03	0.046
Neón	0.0018	0.00125
Helio	0.00052	0.000072
Metano	0.00015	0.000094
Criptón	0.0001	0.00029
Monóxido de carbono	0.00001	0.00002
Oxido nitroso	0.00005	0.00008
Hidrógeno	0.00005	0.0000035
Ozono	0.00004	0.000007
Xenon	0.000009	0.000036
Dióxido de nitrógeno	0.0000001	0.0000002
Iodo	2×10^{-11}	1×10^{-10}
Radón	6×10^{-18}	5×10^{-17}

La composición del aire permanece relativamente constante, al menos hasta unos veinte km. de altura.

Siendo el aire una mezcla y no una combinación química, sus componen

tes se pueden separar. Normalmente esta separación se realiza enfriando hasta -196°C . A esta temperatura, varios de sus componentes se separan por destilación fraccionada.

De los componentes que forman el aire, sólo el oxígeno y el nitrógeno son necesarios para la vida.

El oxígeno es necesario para el proceso metabólico, por el que nuestro cuerpo transforma los hidratos de carbono, las proteínas y la grasa contenidas en los alimentos, en calor y energía. Una persona puede consumir por término medio, aproximadamente, 740 litros de oxígeno cada veinticuatro horas.

Siendo el peso del oxígeno consumido, aproximadamente, igual al peso de los alimentos consumidos durante el mismo periodo.

El nitrógeno, que respiramos, no tiene funciones metabólicas; pero sirve como diluyente inerte y mantiene el hinchamiento de ciertas cavidades de nuestro cuerpo, tales como los alveolos pulmonares, el oído medio y las cavidades de los senos.

Constantes físicas más importantes del aire.

Peso molecular aparente	28.96 kg./ kmol.
Densidad a 15°C . y 1 kg./ cm^2	1.21 kg./ m^3
Temperatura de ebullición a 1 kg./ cm^2	de -191 a 194°C .
Temperatura de congelación a 1 kg./ cm^2	de -212 a -216°C .
Constante del gas	286.9 joule/ kkg.
Presión crítica	37.8 kg./ cm^2
Temperatura crítica	-140.7°C .

II.2. Leyes de los gases aplicadas a el aire.

Dependiendo de las condiciones, se pueden aplicar diversas ecuaciones de estado para predecir el comportamiento del aire.

Las ecuaciones de estado de uso más frecuente son:

1). Gases ideales, su expresión es : $P V = n R T$.

n = número de moles.

R = constante de los gases.

2). El aire a las condiciones de trabajo se comporta como un gas real.- Para el comportamiento real se han obtenido empíricamente varias ecuaciones de las cuales sólo mencionaré las siguientes:

a). Ecuación virial de estado.

b). Ecuación de estado de Beattie-Bridgeman.

c). Ecuación de Van der Waals.

d). Ecuación de Benedict-Webb-Rubin.

e). Ecuación general del estado gaseoso corregida por el factor de compresibilidad (Z). El factor de compresibilidad es una función de la presión, temperatura y naturaleza del gas. La ley de los gases ideales puede considerarse un caso especial en que el factor de compresibilidad es la unidad. La ecuación es: $P V = Z n R T$.

Condiciones normales.

Es usual, en el caso de gases, referirlos a condiciones normales. Esta condición es un estado de presión y temperatura elegido arbitrariamente. Las condiciones normales usualmente aceptadas son 0°C ., de temperatura y una atmósfera de presión.

Este concepto tiene dos utilidades, establece el volumen normal molar y proporciona condiciones específicas convenientes, bajo las cuales, -

pueden compararse cantidades de gases cuando se expresan en función de los volúmenes.

Cabe aclarar que, en este trabajo se utilizarán algunas ecuaciones propias de fisicoquímica y termodinámica, las cuales no serán deducidas ya que, esto, se sale del objetivo del trabajo.

II.3. Factores que afectan las propiedades del aire comprimido.

El aire atmosférico contiene cierta proporción de humedad. Esta proporción es mayor o menor según la localidad, condiciones climatológicas y las estaciones del año. La humedad constituye como es lógico, un problema mucho más serio en los climas húmedos que en los secos.

La capacidad del aire para retener vapor de agua está relacionada con la temperatura y la presión, pero principalmente con la primera, admitiendo más vapor de agua cuando aumenta su temperatura. Un aire saturado puede retener más humedad si aumenta la temperatura o disminuye la presión; y, por el contrario, disminuye parte de su contenido de humedad si baja la temperatura o sube la presión.

La compresión del aire lleva consigo una elevación de temperatura y, como consecuencia, un calentamiento del aire hasta un grado tal que toda la humedad contenida en el mismo pasará por el compresor al ser aspirado.

Este aire comprimido caliente que descarga el compresor y que lleva vapor de agua, al irse enfriando en el depósito y tuberías de distribución, y descender su temperatura hasta igualar la temperatura ambiente, condensará la mayor parte de este vapor en forma de gotas de agua, las cuales serán arrastradas por el mismo flujo del aire hacia los lugares de utilización.

Para comprender los fenómenos agua/aire, que suceden en el aire comprimido usaremos la psicometría, que estudia todos aquellos procedimientos relacionados con la medida del contenido en vapor de agua existente en el aire, sea comprimido o no, en general, la psicometría puede referirse a cualquier vapor existente en cualquier gas.

De nuevo se aclara que se manejarán estos conceptos sin llegar a desarrollar la teoría psicométrica.

II.3.1. Influencia de la temperatura en la humedad de saturación, a presión constante.

Un aumento de temperatura en un sistema de aire húmedo implica un aumento del contenido energético de las moléculas de vapor de agua constituyentes de la humedad del aire. Por ello para una determinada cantidad de aire, se incrementa su capacidad de contener mayor número de moléculas de agua, y sucede lo inverso, si existe una reducción de temperatura.

Si observamos la ecuación:

$$W_s = 0.625 \frac{P_a}{(P - P_a)}$$

W_s = humedad de saturación (kg. de vapor de agua/kg. de aire seco).

P = presión total del sistema (mm. de Hg.)

P_a = presión de vapor.

Se puede comprobar que una variación de P_a repercute casi proporcionalmente y en el mismo sentido en W_s ; la influencia de P_a en el denominador es pequeña, excepto para altas temperaturas. Relacionándolo con la temperatura, un aumento de ésta, aumenta la presión de vapor -

P_a , y aumentando P_a , aumentará la humedad de saturación. Disminuyendo la temperatura del aire, también disminuirá la presión de vapor P_a y, por lo tanto, disminuirá la humedad de saturación.

En un ambiente saturado de aire comprimido si se produce una disminución de la temperatura, la humedad de saturación disminuirá, pero - como ya existe una determinada humedad absoluta inicial, no existirá otra posibilidad que la de producirse una continua disminución de la misma. Esta disminución se realizará por condensación. Esto significa que toda disminución de temperatura en un sistema de aire comprimido-saturado, implicará una producción de agua líquida.

En cambio en el ambiente, si se aumenta la temperatura la humedad absoluta seguirá siendo la misma, pero la de saturación aumentará.

II.3.2. Influencia de la presión en la humedad de saturación, a temperatura constante.

Un aumento de presión a temperatura constante, provoca un continuo acercamiento mutuo de las moléculas de agua constituyentes de la humedad, por lo cual la capacidad del aire para contener moléculas de agua descende. Al producirse una disminución de la presión y estar más libres las moléculas de agua, la capacidad de contener agua en el sistema aumenta.

Partiendo de nuevo de la ecuación para W_s , si se produce un aumento de la presión P , se observará una disminución de la humedad de saturación y, a la inversa, si la presión disminuye, la humedad de saturación aumentará.

En un ambiente saturado, $W = W_s$. En una expansión, o sea, una disminución de presión, W_s aumentará y, puesto que el aire contiene real

mente una humedad W , se logrará que W_s sea mayor que W y, el aire dejará de ser saturado.

Si se produce un aumento de presión, el valor de W_s disminuirá y, como el aire contiene realmente una humedad absoluta W , no habrá otra posibilidad que la continua disminución de esta humedad. Si la humedad absoluta disminuye se formará agua líquida.

Humedad relativa. Es la relación porcentual entre la presión parcial del vapor en el gas y la presión parcial de vapor en el gas saturado.

II.3.3. Punto de rocío.

Determina una temperatura a la cual el aire llega a su punto de saturación. No se producirán condensaciones si la temperatura del aire se mantiene por encima del punto de rocío.

La principal utilización del concepto de punto de rocío está en el campo del aire seco, en donde es el parámetro principal para indicar la mayor o menor calidad del mismo. Puntos de rocío muy bajos indican aire muy seco y, por lo tanto de gran calidad; puntos de rocío elevados suponen aire con altas humedades relativas.

II.4. Influencia de la presión en el punto de rocío.

Una forma de obtener aire más seco, es decir, con menor humedad absoluta, podría consistir en comprimirlo adecuadamente a temperatura constante, con posterior reexpansión hasta la presión inicial.

Resumiendo en un proceso de compresión distinguimos dos etapas.

a). Antes de alcanzar la saturación.

-- La humedad absoluta permanece constante.

-- La humedad de saturación disminuye.

- La humedad relativa aumenta.
 - El punto de rocío aumenta.
- b). Una vez alcanzada la saturación.
- Se produce eliminación de agua líquida.
 - La humedad absoluta disminuye
 - La humedad de saturación disminuye.
 - La humedad relativa permanece al 100 %.
 - El punto de rocío permanece constante.

En un proceso de expansión.

- La humedad absoluta permanece constante.
- La humedad de saturación aumenta.
- La humedad relativa disminuye.

II.4.1. Influencia de la temperatura en el punto de rocío.

Siempre que se produce un aumento de temperatura en un ambiente de - aire húmedo o saturado, la humedad absoluta permanece constante, por lo cual, sea cual fuere la temperatura del aire recalentado, el punto de - rocío no variará. Si se produce una disminución de la temperatura, ha - brá descenso del punto de rocío, siempre que se haya alcanzado la satu - ración del aire.

En un proceso de enfriamiento de aire no saturado, se pueden distin - guir las dos etapas siguientes:

- a). Antes de alcanzar la saturación.
- La humedad absoluta permanece constante.
 - La humedad de saturación disminuye.
 - La humedad relativa aumenta.
 - El punto de rocío permanece constante.

- b). Una vez alcanzada la saturación.
- La humedad absoluta disminuye.
- La humedad de saturación disminuye.
- La humedad relativa permanece al 100 %.
- El punto de rocío disminuye.
- Se produce eliminación de agua líquida.

En un proceso de calentamiento del aire húmedo o saturado.

- La humedad absoluta permanece constante.
- La humedad de saturación aumenta.
- La humedad relativa disminuye.
- El punto de rocío permanece constante.

Así como la compresión del aire puede utilizarse como agente secador en un sistema de secado, de igual forma una disminución de su temperatura permite obtener el mismo resultado.

II.5. Clasificación del aire según su uso.

Hay básicamente cuatro categorías de aire en una planta de proceso.

- a). Instrumentos,
- b). Servicios,
- c). Ventilación,
- d). Proceso.

a). Aire de instrumentos.

Como su nombre lo dice, sirve como fuerza motriz de la instrumentación neumática.

Los sistemas de control neumático exigen aire limpio y seco, por que la presencia de agua, aceite o suciedad pueden producir un funcionamiento poco confiable y un aumento considerable en los costos de -

mantenimiento.

La calidad del aire de instrumentos es vital para la operación de las plantas industriales y raramente recibe la atención que merece, hasta que la planta se para por falla de instrumentos.

Una calidad pobre del aire de instrumentos, produce en la operación una mala calidad del producto y consecuentemente incrementos en costos de operación.

Además de limpio y seco, el aire de instrumentos debe estar disponible a una presión de 20 a 150 lb./pulg.² (1.4 a 10.5 kg./cm.²). Debe mantenerse a una temperatura superior al punto de congelación del agua, ya que, cualquier condensación o cualquier humedad congelada que llegue al controlador neumático, producirá un funcionamiento defectuoso. Se le deben eliminar gases y vapores que puedan causar corrosión del material de cualquier accesorio.

b). Aire de Servicios.

Este tipo de aire se utiliza para limpiar y secar equipo, para herramientas de aire, pintura, elevadores, cilindros de potencia neumática, rebardado por chorro de arena para limpiar recubrimientos y eliminar pintura, agitación de líquidos, transportadores neumáticos, bombeo de líquidos por acción directa a la bomba, aire para combustión en calderas de fuego directo, minas, etc.

Como puede verse el aire de servicios, en algunos casos, no debe ser tan seco como el aire de instrumento, aunque en otros si lo es. Por esta razón, hasta hace pocos años, el aire de servicios no se secaba como se hace ahora en la mayoría de los sistemas nuevos, en los cuales se incluyen secadores.

El secado de aire reduce los costos de mantenimiento, se ha visto que es más costoso dar mantenimiento al equipo que usa aire húmedo, - que instalar secadores para utilizar aire seco. Si el aire de servicios se seca, también, puede usarse como fuente principal de aire de instrumentos o bien como fuente sustituta. Un sistema de aire de servicios normalmente opera entre 100-125 psig (7-8.8 kg./cm.²). Y la presión manométrica usualmente requerida para operaciones económicas de herramientas neumáticas es de 70-90 lb./pulg.² (4.9-6.3 kg./cm.²).

c). Aire de ventilación.

Este tipo de aire se utiliza para controlar olores, temperaturas de trabajo, dilución de gases, vapores, sacar polvos y humos molestos para los trabajadores. Para lograr que este tipo de aire tenga una utilidad, se introduce aire fresco o se recircula aire purificado en cantidades suficientes para reducir la concentración de olores a un nivel aceptable por dilución.

En sistemas industriales de acondicionamiento de aire, la producción de gases, vapores, polvos y humos dañinos se encuentran frecuentemente. La cantidad de estos contaminantes puede ser abatida por sistemas de escape de la fuente, por dilución de ventilación o por una combinación de los dos métodos. Cuando los sistemas de escape se usan, es necesario introducir suficiente aire fresco en el área por condicionar. Generalmente, los sistemas locales de escape se usan donde las fuentes contaminantes están concentradas o donde los contaminantes pueden ser altamente tóxicos. Cuando la contaminación viene de puntos ampliamente dispersos, la dilución por ventilación es usualmente empleada.- La combinación de los dos sistemas provee la instalación menos costo-

sa.

d). Proceso.

El aire de proceso, tiene como requisito principal que debe estar limpio, la humedad no constituye un problema. Para esta clase de aire, la presión está determinada o definida por el gasto de aire necesario para el proceso. Estrictamente hablando, en un proceso lo que reacciona es el oxígeno que contiene el aire. Como ejemplo podemos mencionar las reacciones de oxidación, especialmente de hidrocarburos.

X

TODO TIENE UN MOMENTO Y TODO CUANTO SE HACE DEBAJO DEL
SOL TIENE SU TIEMPO.

III. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE GENERACIÓN.

III.1. Sistema de generación.

Todo sistema de generación de aire comprimido para instrumentos, servicios o proceso, tiene como finalidad suministrar el aire adecuado que debe estar seco y limpio. Recordando los principales contaminantes del aire: humedad, aceite y sólidos, tales como polvo, sedimentos, etc.

El equipo que constituye el sistema de generación de aire comprimido en la cantidad y calidad requeridas es:

- a). Compresor,
- b). Enfriador de descarga,
- c). Separador de agua y aceite,
- d). Trampas,
- e). Recipiente de almacenamiento,
- f). Filtros,
- g). Secador de aire,
- h). Válvula de seguridad,
- i). Dispositivos de regulación,
- j). Accesorios necesarios para facilitar la distribución de aire en toda la planta.

Dentro de esta descripción cabe agregar el tipo de accionador del equipo compresor, que puede ser motor eléctrico, motor de combustión interna o turbina.

III.1.1. Secuencia del proceso de generación.

Un diagrama típico de un sistema de generación de aire comprimido es el presentado en la figura III.1.

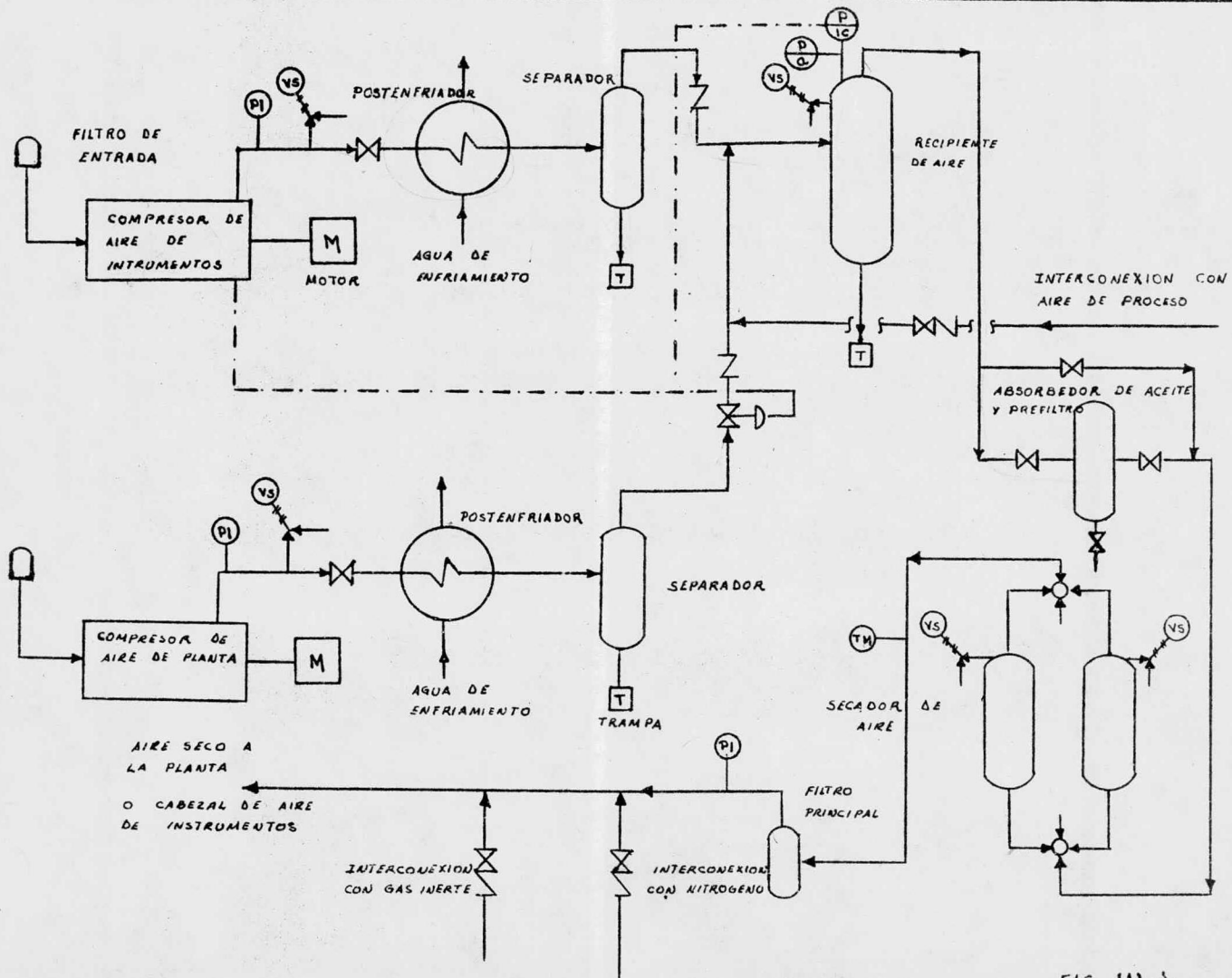


FIG. 111.1

El aire atmosférico húmedo y con cierto contenido de sólidos, es succionado por el compresor accionado por un motor o una turbina. Al ser succionado el aire atmosférico pasa por un filtro donde se eliminan principalmente sólidos. Además, hay un silenciador antes del compresor, con la finalidad de disminuir el ruido producido por el compresor. En el compresor el aire se comprime a la presión necesaria, en una o varias etapas de compresión, ya comprimido el aire pasa a un enfriador de descarga, también llamado postenfriador, aquí el aire es enfriado a la temperatura conveniente, el medio de enfriamiento usado es agua. El aire continúa hacia un separador de tipo mecánico donde se separa agua y aire, el agua se extrae por medio de una trampa y se envía al drenaje. Hasta este punto, el sistema de aire de instrumentos y de planta siguen el mismo proceso; pero independientemente. Estos dos flujos independientes se juntan, presentándose ocasiones en que aparece un tercer flujo que es el aire de proceso, estos flujos entran juntos a un recipiente de aire o de almacenamiento, donde se lleva a cabo el control de la presión de suministro de aire al resto del sistema y, a la vez, es un punto de unión con cualquier otra fuente de suministro de aire para emergencia.

Como es lógico, el recipiente de aire tiene un volumen limitado. Cuando se presenta el caso de que está recibiendo mayor volumen de aire, con respecto a su límite de capacidad, el aire de planta es limitado por una válvula reguladora de flujo, que recibe señal de un indicador y regulador de presión. Esta señal también se envía al compresor de aire para instrumentos, para que disminuya su volumen de aire. En el caso de baja presión, también se envía una señal para aumentar los flujos de aire. En este recipiente de aire también hay separación

de humedad, la cual se extrae por medio de una trampa. De aquí pasamos al adsorbedor de aceite y prefiltro, su finalidad es separar el aceite del aire; este adsorbedor sólo tiene razón de ser cuando el aire está en contacto con el aceite lo cual depende del tipo de compresor que se está usando. El flujo continúa hacia el secador de aire que contiene una sustancia deshidratante para extraer la mayor cantidad posible de humedad, que aún pueda contener el aire y, por último antes de distribuir el aire en la planta pasa por un filtro llamado principal, donde se extrae la basura y polvos que contenga el aire, además de residuos del deshidratante usado en el secador.

Debido a las fallas que pueden presentarse en el equipo y, considerando el papel tan importante del aire en el funcionamiento de una planta de proceso, se toma la precaución de duplicar en instalación paralela aquellos elementos, cuyo funcionamiento se considere imprescindible, como lo es el compresor, filtros, secadores, separadores y accionadores.

Antes de pasar al siguiente punto aclaro que, los controles de este sistema serán especificados al describir cada equipo o, en el diseño del sistema de generación.

Por otra parte, en la figura III.1., aparecen dos conexiones extras que son: interconexiones de gas inerte y nitrógeno.

El uso de alguna de estas interconexiones será por falla del equipo de generación. Tanto el nitrógeno como el gas inerte son costosos, por lo que, el uso de ellos será en casos extremos.

III.2. Criterios de diseño general sobre la capacidad de un sistema de generación de aire (3).

La utilización del aire comprimido se debe realizar bajo ciertas condiciones, para que resulte industrialmente económico. Fundamentalmente, se deben evitar las fugas de aire y las caídas excesivas de presión a todo lo largo del circuito.

Antes de seguir adelante, definiremos los siguientes conceptos:

Consumo específico.

Es el consumo de aire requerido por una herramienta, máquina o instrumento neumático, para servicio continuo en la presión de trabajo dada por el fabricante. Se expresa el aire libre a condiciones normales (litro por min., m.³ por min., pie³ por min.). Algunos ejemplos -- sobre estos consumos son:

	consumo m. ³ /min.
Martillos servicio ligero - - - - -	0.16
Taladros hasta 1/4 pulg. (6mm.) en acero - -	0.195
Atornilladores reversibles, hasta 1/4 pulg. -	0.300
Pulidoras, disco de pulir 125 mm. diámetro -	0.30
Fresadoras radiales, fresa 10-12 mm. diámetro	0.3-0.4
Motores neumáticos de 1 C.V. - - - - -	0.875
Bomba neumática - - - - -	2.26-2.4
Pistola de pintar - - - - -	0.15
Instrumentos:	
Transmisor o controlador neumático con válvula piloto de escape continuo --- - - - -	0.017
Tablero para derivación (by pass) - - - - -	0.0056
Controlador de temperatura - - - - -	0.0085
Controlador de presión - - - - -	0.0085

Regulador de presión tipo 352196 - - - - -	0.004
Regulador de presión tipo 356529 - - - - -	0.0017
Posicionadores de válvulas - - - - -	0.0056
Coeficiente de utilización.(7)	

En la determinación de la capacidad del compresor necesaria para alimentar una herramienta, máquina o un grupo de accionamiento neumático, interviene, aparte del consumo específico del aparato, el tiempo que el componente neumático esta parado por la índole de su trabajo. Este margen de operación intermitente, o factor de servicio, se denomina coeficiente de utilización y varía según el servicio de cada herramienta, máquina o accionamiento.

Como orientación estimatoria de este coeficiente tenemos:

Atornilladores - - - - -	25%
Remachadores - - - - -	40%
Taladros - - - - -	25%
Maquinas de soldar - - - - -	70%

Bastará sumar los consumos de todas las herramientas que se deseen emplear y hacer la reducción del tanto por ciento indicado, por trabajo no simultáneo, para obtener la capacidad del compresor.

Coeficiente de simultaneidad.

Cuando hay un funcionamiento de diversas herramientas ó en general todos los equipos que integran una industria, el promedio de los coeficientes de utilización de cada una de ellas, nos dara una cifra denominada coeficiente de simultaneidad.

Como es laborioso determinar el coeficiente de utilización unidad-por unidad, se da una cifra global para todo el conjunto de equipos -

de la planta.

Así, para: (7):

Fundiciones - - - - -	55 - 60 %
Talleres mecánicos - - - - -	40 - 45 %
Talleres de servicio - - - - -	35 - 40 %
Construcciones metálicas - - - - -	45 - 50 %
Construcciones varias - - - - -	20 - 25 %

Criterios.

Para una selección apropiada del equipo que constituye el sistema de generación de aire, damos unos criterios generales de diseño de capacidad.

- a). La capacidad de los sistemas de suministro de aire, para instrumentos y servicios se determinan en función del número de instrumentos y, del consumo en los servicios que requieran suministro individual de aire. Se estudian detenidamente todas las aplicaciones que en la planta industrial, o de proceso, puede tener el aire comprimido. De este estudio resultarán los tipos y el número de herramientas y equipos neumáticos que se necesitan en la producción.
- b). Para controladores, transmisores y en general para todos aquellos instrumentos que tengan presión de salida con límite de 0.21 a 1.05 kg./cm.² (man.) se considerará un consumo máximo de aire de 0.8 m.³/h. a 20°C., y 1 kg./cm.²
- c). Para actuadores con aire de alta presión, sistemas de purga, -- equipos con motores neumáticos, etc, se deberán considerar los datos proporcionados por el fabricante respectivo.
- d). Se anota en una lista cada tipo de herramienta o de equipos, y su

número, cifrando su consumo específico en l/min., m³/min. o pie³/min.

e). Se determina el consumo total promedio del aire de todas las herramientas y de equipo o instrumentos.

f). Establecer el coeficiente de utilización individual, o el coeficiente de simultaneidad global por características de la industria.

g). Se multiplica el consumo total promedio de aire libre, por el coeficiente de simultaneidad para tener la cantidad de aire libre que deberá suministrar el compresor.

h). Para instrumentación futura, o posibilidades de ampliación y por pérdidas por fuga, se deberá considerar un mínimo de 10 % de capacidad adicional en todo el sistema de suministro de aire.

i). La capacidad de la compresora deberá determinarse, considerando todos los consumos anteriores, más el consumo causado por las etapas de regeneración de los secadores.

j). Cuando se prevén largos periodos, en los que el sistema trabaje a su máxima capacidad, la compresora deberá tener entre el 15 y 25 % de capacidad adicional, para evitar sobrecalentamiento (3).

III.3. Paquetes de generación de aire usando compresores con o sin lubricación.

El uso de paquetes de generación es relativamente nuevo y son seleccionados generalmente para requerimientos de aire a baja capacidad, -arriba de 100 pies³/min. Estas unidades incluyen compresor, motor, interenfriador, recipiente de aire y controles.

La fabricación de estos paquetes se debe principalmente a la flexibilidad de movimiento para llevarlo a donde sea necesario. Están diseñados para producir poca vibración, por lo que no necesitan fuertes suministros de concreto. Otras formas de fabricación son: sobre pati-

nes y llantas para facilitar su transportación, sobre todo, en la industria de la construcción. Otras de las ventajas que tienen los paquetes de generación son: el poco espacio que ocupa y que el equipo - esta diseñado en conjunto.

HAY TIEMPO DE NACER Y TIEMPO DE MORIR; TIEMPO DE PLANTAR
Y TIEMPO DE ARRANCAR LO PLANTADO; TIEMPO DE LLORAR Y -
TIEMPO DE REIR.

IV. DISEÑO Y SELECCION DE EQUIPO.

Dentro de un sistema de generación de aire, el compresor juega un papel de primera importancia, ya que en base a ésto el resto del equipo - será diseñado de acuerdo a las condiciones de operación del compresor.

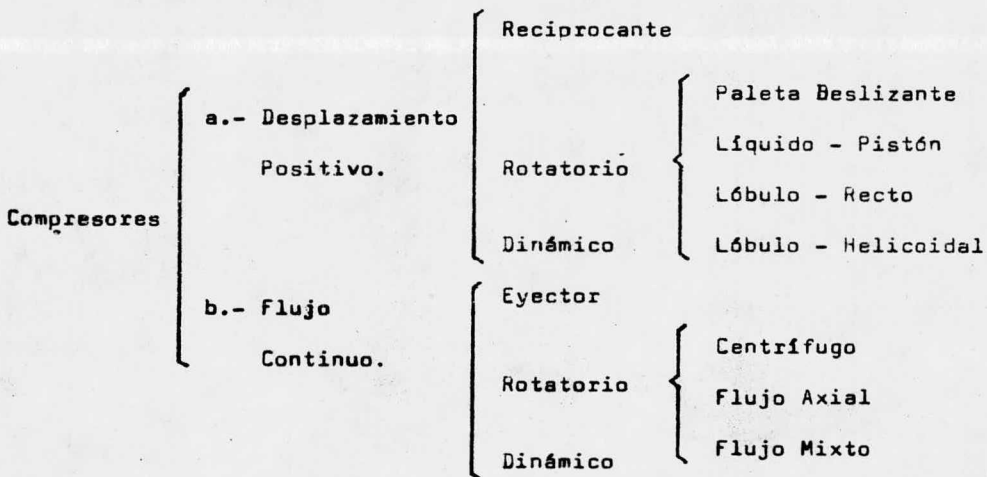
IV.1. Equipo de compresión.

Definiremos el compresor, como el equipo que transforma la energía - mecánica en energía de presión, suministrándola a un fluido en estado - gaseoso.

IV.1.1. Clasificación (1).

En general existen dos tipos de compresores con sus diversas varian- tes cada uno.

Estos dos tipos de compresores se distinguen básicamente por la pre- sión de trabajo y el volumen de aire que manejan.



a). Desplazamiento Positivo. La compresión se obtiene por la admisión - del aire en un recinto hermético, donde enseguida se le reduce de volu- men provocando con ésto un aumento de presión.

b). Flujo Continuo. Sigue el principio de la dinámica de los fluidos, - el aire es aspirado por el propio sistema compresor. Es un sistema para grandes caudales y flujo continuo.

Reciprocantes. Son máquinas de desplazamiento positivo en las cuales el elemento desplazante es un pistón con un movimiento recíprocante dentro del cilindro.

Rotatorios de desplazamiento positivo. Son máquinas donde la compresión y el desplazamiento es efectuado por la acción positiva de los elementos rotatorios.

Paleta Deslizante. Son máquinas rotatorias de desplazamiento en las cuales las paletas axiales deslizan radialmente, con un rotor montado ex - céntricamente en un cilindro. El gas atrapado en las plantas es comprimido y desplazado.

Líquido - Pistón. Son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo, - en donde el agua u otro líquido es usado como pistón para comprimir y - desplazar el gas manejado.

Lóbulo fijo y dos impulsores. Son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en donde dos impulsores de lóbulo fijo atrapan gas y lo llevan de la succión a la descarga. No hay compresión inmediata.

Lóbulo Helicoidal. Son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo - en donde dos rotores, cada uno en forma helicoidal, comprimen y desplazan el gas.

Eyectores. Son dispositivos que utilizan un gas o vapor a velocidades - altas para succionar cualquier gas y así, convertir la velocidad de la mezcla a presión en el difusor.

Compresores Dinámicos. Son máquinas rotatorias de flujo continuo en don

de el elemento rotatorio acelera el gas al pasar a través del elemento, convirtiendo la velocidad en presión, parcialmente en el elemento rotatorio y en difusores estacionarios.

Compresores centrífugos. Son máquinas dinámicas con uno o más impulsores rotatorios, usualmente reforzados en los lados, acelera el gas. El flujo principal de gas es axial.

Compresores de flujo mixto. Son máquinas dinámicas con un impulsor de las características de los tipo axial y centrífugo.

En el medio industrial de nuestro país predomina el uso de dos tipos de compresores, para generar aire de instrumentos: reciprocante y centrífugo.

La parte principal de la mayoría de los sistemas de aire de servicio (2), ha sido el compresor reciprocante. Viene en muchos tamaños y configuraciones, por ejemplo, tipo " Y ", cilindro vertical, cilindro horizontal, y otras.

Hay otros tres tipos de compresores (2), que se usan en los sistemas de aire de planta, centrífugo, tornillo y lóbulo rotatorio. Sus ventajas primarias comparadas con el compresor reciprocante, son bajos precios de adquisición, livianos, bajos costos de instalación, menos vibración y menos ruido. Sin embargo, su eficiencia es muy baja y, además el compresor reciprocante lubricado normalmente muestra el mejor precio de recuperación después de seis años. Compresores reciprocantes no lubricados no son frecuentemente encontrados en sistemas de aire de servicio, aunque son usados ampliamente para aire de instrumentos.

Los compresores de lóbulo rotatorio son frecuentemente elegidos para el rango de 100 - 500 pies³/min. Sobre la base de bajo costo de instala

ción.

Los compresores centrífugos, tornillo y recíprocante son preferidos para el rango de 500 - 1500 pies³/min. Con el tipo tornillo se tiene la ventaja de bajos costos de adquisición. Los bajos costos de operación favorecen al compresor recíprocante, a menos que otros factores de planta o económicos dicten el uso de un centrífugo, porque los costos de instalación del compresor recíprocante y centrífugo son competitivos en este rango.

El compresor centrífugo es significativamente favorecido por los bajos costos de instalación a velocidades mayores a 1500 pies³/min.

En cualquier caso, la selección final del tipo de compresor y su configuración (2), deben estar basadas sobre un estudio de ingeniería, de requerimientos locales, la disponibilidad y costos de otros servicios - (electricidad, combustible y vapor). Por ejemplo, un requerimiento intermitente de aire a baja capacidad está favorecido por un compresor recíprocante, con un motor como accionador. Si un buen suministro de vapor a bajo costo está disponible, la economía puede favorecer un accionador tipo turbina. El motor síncrono como accionador puede ser considerado para corrección del factor de potencia de la planta.

Si se requiere aire libre de aceite, un compresor centrífugo (o un recíprocante no lubricado) podría ser considerado.

Recientemente, sistemas de aire de servicios suministrado por compresores centrífugos han mostrado signos de óxido. Hay varias formas de resolver este problema. En un sistema nuevo, tubería galvanizada o líneas recubiertas con epóxido, deben ser usadas. Para un sistema que ya existe, un secador o un refrigerador podría ser más económico.

La mayoría de los compresores usados para estos sistemas son unidades de dos pasos con interenfriadores y postenfriadores con agua (2).

IV.2..Criterios generales para compresora de aire de instrumentos (3).

a). Los tipos comunmente empleados para el suministro de aire de instrumentos son: compresores de pistón rotativo con sello de líquido, de lóbulos, de aspas deslizables y reciprocantes de tipo no lubricado.

b). Para presiones de 5 Kg/cm^2 (man.) y, para un máximo de 50 instrumentos que requieran un suministro de aire de $60 \text{ m}^3/\text{h.}$, se utilizarán compresoras de pistón rotativo con sello líquido de agua. Este tipo de compresores elimina, en algunos casos, la necesidad de un enfriador posterior a la compresora.

c). Para capacidades hasta $120 \text{ m}^3/\text{h.}$, se utilizarán compresoras reciprocantes de preferencia no lubricadas.

d). En las compresoras se deberá prever, que la contaminación de aceite aumenta con el desgaste de los anillos, sobrecargas y, sobrecalentamientos; por lo que deberá adquirirse el equipo adecuado para la remoción de aceite en las condiciones más críticas de funcionamiento de la compresora, se deberá instalar a la salida del enfriador de descarga, un separador combinado con filtro y absorbedor, con el fin de lograr una separación eficiente del aceite. Si esta separación no es eficiente, las partículas finas que escapan contaminan la cama de desecantes, disminuyendo su capacidad de secado y eventualmente llegan a restringir los conductos del aire, siendo ésto costosísimo por los subsecuentes problemas en la operación de la unidad.

e). La máxima relación de compresión permisible en un sólo paso, para compresores reciprocantes será de 9:1.

IV.3. Diseño Termodinámico del Compresor.

En el cálculo de compresores es imprescindible la aplicación de las leyes cuyo estudio corresponde a la termodinámica. El diseño mecánico está fuera del programa trazado para esta obra, por lo que no se tocará.

IV.3.1. Generalidades.

Se generalizará sobre el ciclo de trabajo típico de un compresor y su rendimiento, con objeto de obtener del estudio del diagrama correspondiente, la potencia requerida para la compresión, pues no debemos olvidar que un compresor aspira aire a la presión atmosférica y lo comprime a una presión más elevada, necesitando para ello la adición de un accionador, que venza la resistencia que opone el aire a ser comprimido. La comparación de los diagramas de trabajo de dos compresores similares nos facilitará la posibilidad de elección de aquel que presente un diagrama más favorable, ya que repercutirá en una economía en cuanto a potencia en el accionador del compresor.

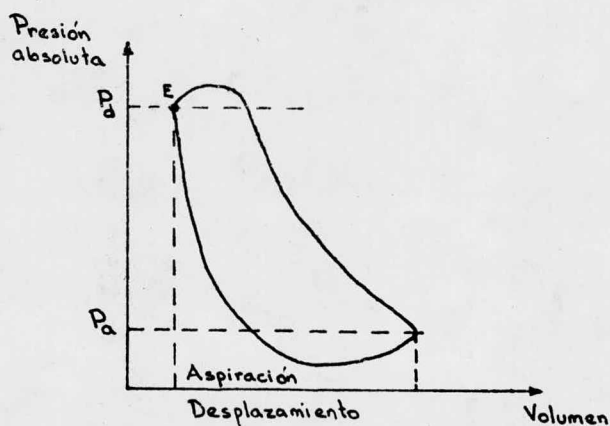


FIGURA IV.1. DIAGRAMA DEL CICLO REAL DE TRABAJO DE UN COMPRESOR.

Desplazamiento (D) de un compresor, es el volumen barrido en la unidad de tiempo por la cara o caras del pistón de la primera fase. Se expresa en $m^3/min.$ (condiciones normales). Para un cálculo preciso y, en el caso de doble efecto, hay que tener el vástago del pistón.

Espacio muerto (volumen perjudicial), corresponde al volumen residual entre el pistón y el fondo del cilindro y, las lumbreras de las válvulas cuando el pistón esta en su punto muerto. Se expresa en tanto por ciento del desplazamiento.

P_d = presión de descarga.

P_a = presión de aspiración.

E = espacio muerto.

Las figuras IV.1 y IV.2, corresponden al diagrama de trabajo de un compresor de pistón.

IV.3.2. Estudio comparativo entre los diagramas de trabajo real y el diagrama teórico.

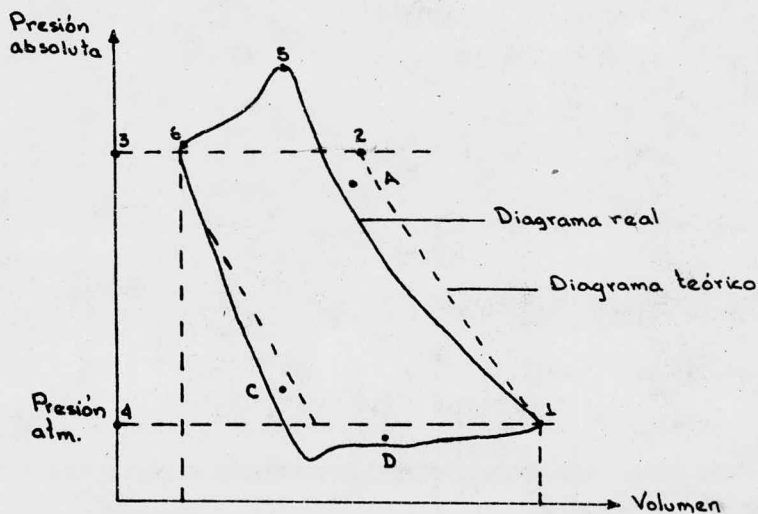


FIGURA IV.2.

El diagrama teórico está configurado por los puntos 1, 2, 3, 4, y los puntos 1, 5, 6, 7, delimitan el diagrama real. El volumen perjudicial (espacio muerto) queda representado por el punto 6, que no coincide con el volumen cero. El 6 y 7 son indicativos de la expansión del aire contenido en el volumen perjudicial, desde que se cierra la lumbrera de la válvula de descarga, hasta que se abre la lumbrera de la válvula de aspiración.

El contenido de las áreas A, B, C y D, es motivado por:

- A). La refrigeración que permite una aproximación del ciclo a una transformación isotérmica. Por falta de refrigeración, o por un calentamiento excesivo a causa de rozamientos, dicha área puede desaparecer.
- B). Trabajo necesario para efectuar la descarga del cilindro.
- C). Trabajo que el volumen perjudicial no devuelve al expansionarse, y que es absorbido en la compresión.
- D). Trabajo perdido en el ciclo de aspiración.

Las áreas rayadas B, C, D, expresan las diferencias de trabajo efectuado en cada etapa del ciclo, entre el diagrama teórico y el real.

Antes de pasar a las ecuaciones y métodos de diseño estableceremos algunos conceptos fundamentales usados en la teoría de compresión de gases.

Compresión Adiabática o Isoentrópica. Se efectúa sobre un gas, cuando con dicho sistema no se efectúa transferencia de calor con los alrededores. Por efecto de una compresión, cualquier gas tiende a aumentar su temperatura, lo que origina un aumento en el gradiente de temperatura entre el sistema y los alrededores, si el intercambio de calor entre estos es nulo, se dice que el proceso es adiabático.

Compresión Politrópica. Es precisamente lo contrario a la compresión - adiabática. En este caso la transferencia de calor es gobernada por las leyes de transferencia de calor, aplicada a las propiedades del material que intervenga en dicho intercambio de energía, así como a la forma y - área del mismo.

Compresión Isotérmica. Es un caso especial de la compresión politrópica, con la característica de que, el intercambio de calor con los alrededores es tal, que el gas se mantiene a temperatura constante durante la - compresión.

Relación de Compresión. Es el producto de dividir la presión absoluta - de salida, entre la presión absoluta de entrada de un compresor.

Potencia teórica. Es la potencia requerida para efectuar la compresión - adiabática; en el caso de efectuarse dicha compresión por etapas, con - enfriamiento entre las mismas, la potencia teórica asume el hecho de que el trabajo desarrollado en cada etapa es el mismo y, que el enfriamiento entre éstas es perfecto.

Potencia Politrópica. Es la potencia mecánica requerida para comprimir - el gas de proceso politrópicamente, No incluye pérdidas de energía por - movimiento de la máquina.

Potencia de Flecha. Es la potencia neta requerida y entregada al compresor para una operación de compresión y, es función directa de la relación de compresión.

Relación de Capacidades Caloríficas (K). Este valor afecta de manera de terminante la potencia requerida para la compresión, así como la eficiencia volumétrica en el caso de compresores recíprocos.

IV.4. Ecuaciones y Métodos de Diseño Termodinámico.

Las ecuaciones para el diseño de compresores son las mismas sin importar el método. Lo que caracteriza a cada método es la forma de hacer los cálculos, partiendo de los datos disponibles.

En lo que respecta a las ecuaciones no se realizará el desarrollo de ellas, sino que sólo se dará la ecuación propia en cada caso (4).

Trabajo teórico de compresión.

a). Compresión isotérmica reversible.

$$-W = \int_1^2 V dP = \Delta G = \Delta H - T \Delta S \quad (1)$$

aplicada esta ecuación a un gas ideal

$$-W_m = \int V dP = RT \ln \frac{P_2}{P_1} = 1544 T \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2)$$

b). Compresión isoentrópica reversible.

$$-W = \int V dP = \Delta H \quad (3)$$

aplicada al gas ideal

$$-W_m = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (4)$$

temperatura de descarga T_2

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \quad (5) \quad \text{y,} \quad \kappa = \frac{C_{pm}}{C_{vm}} \quad (6)$$

W = Trabajo de compresión.

W_m = Trabajo por mol.

V = Volumen.

P = Presión.

ΔG = Cambio de energía libre.

ΔH = Cambio de entalpía.

ΔS = Cambio de entropía.

T = Temperatura absoluta.

1, 2, subíndices que indican las condiciones iniciales y finales o de succión y descarga.

R = Constante de los gases.

C_{p_m} = Capacidad calorífica media a presión constante.

C_{v_m} = Capacidad calorífica media a volumen constante.

Coefficiente politrópico de compresión.

La compresión real no es ni isoentrópica ni isotérmica. Debido a ciertos efectos internos de irreversibilidad, resulta preferible calcular el trabajo de compresión basado en la expresión:

$$P V^n = \text{constante.}$$

n, esta definida como una constante politrópica.

La expresión del trabajo politrópico es:

$$-W_m = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (7)$$

Se ha encontrado que los factores de compresibilidad de todos los gases tienen correlación, dentro de la exactitud de la ingeniería con las relaciones temperatura reducida T/T_c y, presión reducida P/P_c . Para mezclas, resulta satisfactorio emplear temperaturas y presiones pseudo-críticas para el cálculo de la temperatura y presión reducida. Estas se determinan del promedio molar de las temperaturas y presiones críticas de los componentes.

T_c = Temperatura absoluta crítica.

P_c = Presión crítica.

T = Temperatura absoluta.

P = Presión.

Para aplicar la ecuación (7), a un gas real, es necesario corregirla por el factor de compresibilidad.

$$-W_m = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \frac{K}{K-1} RT \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (8)$$

Métodos.

a). Método por medio del uso de ecuaciones teóricas y modificadas convenientemente con conceptos empíricos.

b). Método de cálculo por medio de un diagrama Molliere.

IV.4.1. Método por medio del uso de ecuaciones teóricas y modificadas convenientemente con conceptos empíricos. Método " N " (5), (6).

Pasos a seguir:

1. Sólo para mezclas.

- a). % mol de cada componente en la mezcla.
- b). Mol/h., de cada componente.
- c). % peso de cada componente en la mezcla.
- d). Obtener el peso molecular aparente de la mezcla.
- e). T_c y P_c de cada componente.
- f). T_c y P_c de la mezcla.
- g). $M C_p$ de cada componente y de la mezcla.

M = Peso molecular de cada componente.

2. Flujo de entrada Q_1 .

$$Q_1 = V_1 W \text{ pie}^3/\text{min.}$$

$$W \text{ (lb/min.)} = \frac{\text{lb mol/h. (peso molecular)}}{60}$$

$$V_1 = \frac{Z_1 RT_1}{144 P_1} \quad \text{y, } R = \frac{1544}{\text{peso molecular}} \quad \frac{\text{pie} - \text{lb}_f}{\text{lb mol} - ^\circ\text{R.}}$$

$$Z_1 \text{ es función de: } P_{r1} = \frac{P_1}{P_c} \quad \text{y, } T_{r1} = \frac{T_1}{T_c}$$

3. Seleccionar un compresor basado en Q_1 , para ésto son necesarios los-datos del fabricante.

Z_2 se evalúa igual que Z_1 a las condiciones de descarga. Se aproxima un valor de temperatura de descarga por medio de:

$$T_2 = \frac{X}{\text{Ead.}} T_1 + T_1 \text{ (} ^\circ\text{R)}$$

X es un factor de aumento de temperatura.

Ead., es la eficiencia adiabática

Tanto X como Ead., dependen de la relación de compresión.

5. Cálculo de la cabeza politrópica (H_p).

$$H_p = \frac{Z_{\text{prom.}} R T_1}{\frac{n-1}{n}} \left[\frac{P_2}{P_1} - 1 \right]$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{K-1}{K \cdot \text{Ep.}}$$

6. Número de pasos requeridos.

$$\text{No. de pasos} = \frac{H_p}{\text{máxima cabeza por paso}}$$

7. Velocidad requerida.

$$\text{Velocidad (rpm)} = \text{velocidad nominal} \frac{\text{Hp}}{12000 \times \text{No. de pasos}}$$

8. Potencia.

Potencia = potencia de trabajo + pérdidas de potencia.

$$\text{Potencia de trabajo (HP)} = \frac{\text{Hp}}{\text{Ep} \times 33000}$$

9. Encontrar la verdadera temperatura de descarga (t_2).

$$t_2 = \frac{\text{Hp}}{\text{Z}_{\text{prom.}} \cdot \text{R} \cdot \text{K} \cdot \text{Ep}} + t_1 \text{ (}^\circ\text{F)}. \\ \frac{\text{K}-1}{\text{K}-1}$$

10. Flujo de descarga (Q_2).

$$Q_2 = \frac{Q_1 P_1 T_2 Z_2}{P_2 T_1 Z_1} \text{ pie}^3/\text{min.}$$

IV.4.2. Método del diagrama de Molliere (5), (6).

Para poder usar este método, se debe disponer del molliere del gas a comprimir. Este método es bueno considerando que nos proporciona datos reales, además al utilizarlo deben realizarse lecturas lo mejor posible.

En un molliere aparecen datos de presión contra entalpía además, líneas isotérmicas, isoentrópicas y de volumen específico.

Pasos a seguir:

Los primeros dos pasos son iguales al método anterior.

3. Encontrar la cabeza adiabática Had.

a). Leer entalpía a las condiciones de entrada.

b). Leer entalpía a las condiciones de salida siguiendo la línea isentrópica a partir del punto de entrada:

$$\Delta h_{ad} = h_2 - h_1$$

$$H_{ad} = h_{ad} \text{ (btu/lb)} \times 778 \frac{\text{lb - pie}}{\text{btu.}}$$

4. Encontrar la cabeza politrópica (H_p).

$$H_p = \frac{H_{ad} (E_p)}{E_{ad}} \quad ; \quad E_p = \text{eficiencia politrópica.}$$

5. Número de pasos requeridos.

$$\text{No. de pasos} = \frac{H_p}{\text{máxima cabeza por paso}}$$

6. Velocidad requerida, igual que en el paso 7 del método anterior.

7. Potencia, igual que en el paso 8 del método anterior.

8. Entalpía verdadera de descarga (h_2).

$$h_2 = \frac{h_{ad}}{E_{ad}} + h_1$$

9. Encontrar la temperatura de descarga y el volumen específico. En el diagrama de Molliere se localiza P_2 y h_2 verdadera y, se lee T_2 y V_2 - (volumen específico de salida).

10. Flujo de descarga.

$$Q_2 = W \times V_2$$

IV.5. Equipo postenfriador.

La compresión del aire supone una elevación importante de temperatura, que es una función determinada por la relación de compresión, y un au

mento de presión, que producen sobre la humedad del aire dos efectos antagónicos, los cuales se expusieron en los conceptos psicométricos analizados.

El aire comprimido sale del compresor a una presión de trabajo constante si despreciamos las pérdidas de carga que origina todo el sistema de distribución de aire, podremos decir que la evolución de la humedad del aire comprimido es consecuente con la variación de la temperatura.

Para que en una instalación de aire comprimido no aparezca ninguna cantidad de agua que provoque problemas en los instrumentos y equipo, - deberá secarse hasta un punto de rocío que sea inferior a la temperatura del aire ambiente en donde se utiliza.

IV.6. Diseño del equipo Postenfriador.

Es el más usual de los elementos existentes para eliminar hasta un 70 % del agua y aceite contenido en el aire (7) (el aceite en el caso de compresores lubricados).

Los postenfriadores o cambiadores de calor reducen la temperatura del aire hasta 25°C., y utilizan como agente refrigerante el agua (7). Es - tán básicamente formados por un haz de tubos de acero al carbón (3), - por cuyo interior pasa el aire comprimido. El agua de enfriamiento circula a contracorriente del aire comprimido (7), por el exterior del haz de tubos. En su camino, el aire comprimido se dirige hacia un separador que tiene por objeto eliminar el agua y el aceite condensados.

Este arreglo de flujos se usa para altos flujos de aire comprimido, - hasta 12000 m³/h., en cambiadores de calor horizontales y, hasta 7500 - m³/h., en verticales (7).

En flujos bajos, el aire comprimido circula por el exterior del haz-

de tubos y el agua por el interior. La razón sólo es económica. Un flujo bajo no pasa de $8 \text{ m}^3/\text{min}$. (7).

La temperatura de salida del aire del postenfriador es, aproximadamente 10°C ., superior a la de entrada del agua refrigerante (3). La temperatura que se admite para el agua de refrigeración, es de 10 a 15°C ., y la presión mínima del agua en circulación, de 0.5 a 0.7 kg/cm^2 (7).

La eficiencia de un postenfriador viene dada por:

$$\Delta t = T_2 - t_1$$

T_2 = Temperatura de salida del aire.

t_1 = Temperatura de entrada del agua.

Si $\Delta t > 15^\circ\text{C}$., el diseño es inaceptable.

Si $\Delta t = 7$ a 10°C ., es un buen rendimiento (7).

Es conveniente no utilizar agua de elevada dureza, con objeto de evitar incrustaciones. Para esto es preferible dotar a la instalación de un tratamiento de agua adecuado.

El postenfriador puede ser horizontal o vertical. El horizontal es el más generalizado y está diseñado de tal forma, que el postenfriador quede alineado con la tubería de impulsión del compresor. El vertical se utiliza cuando el espacio disponible es muy pequeño o, cuando no existe una pared apropiada para el montaje del postenfriador horizontal.

Postenfriador enfriado con aire.

Debe situarse también a la salida del aire en el compresor; utilizándose como elemento de enfriamiento el aire producido por un grupo motor -- ventilador. Se emplean estos postenfriadores cuando el agua es escasa o no resulta fácil llevarla hasta el mismo postenfriador, o cuando por su

precio, sería antieconómico una refrigeración por agua.

Para alcanzar una buena eficiencia en este sistema, es absolutamente necesario que el aire aspirado por el ventilador sea lo más frío posible, siendo conveniente efectuar una abertura en la sala de compresores.

Al igual que los postenfriadores de agua, la temperatura de salida del aire comprimido del refrigerador es aproximadamente, 10°C ., superior a la temperatura de entrada del aire de refrigeración. Su mejor rendimiento se obtiene cuando las condiciones ambientales se acerquen a los 15°C ., de temperatura y, la humedad relativa se mantenga entre el 50 y 70 % como máximo (7).

IV.6.1. Ecuaciones de diseño.

Para el cálculo de superficie de transmisión de calor se utilizará la fórmula:

$$A = \frac{q}{U \Delta t \log.} \quad ()$$

A = Superficie de transmisión de calor, m^2 .

q = Carga térmica del postenfriador Kcal./h.

U = Coeficiente global de transmisión de calor Kcal./h. m^2 . C.

$\Delta t \log.$ = Diferencia logarítmica de temperaturas.

$$q = G C_p (T_1 - T_2)$$

G = Flujo de aire m^3/h .

C_p = Calor específico volumétrico del aire, Kcal./ m^3 . $^{\circ}\text{C}$.

T_1 = Temperatura de entrada del aire, $^{\circ}\text{C}$.

T_2 = Temperatura de salida del aire, $^{\circ}\text{C}$.

El coeficiente global de transmisión de calor, es función de los coeficientes de película exterior e interior en tubos, así como el coefi -

coefficiente de incrustación U

$$U = \frac{1}{\frac{d_e}{h_i d_i} + \frac{1}{h_o} + R_d}$$

d_e = Diámetro exterior del tubo, mm.

d_i = Diámetro interior del tubo, mm.

h_i = Coeficiente de película interior, Kcal./h m²°C.

h_o = Coeficiente de película exterior, Kcal./h m²°C.

R_d = Coeficiente de incrustación; se usa como 0.0004 para una calidad media de agua.

La diferencia logarítmica de temperatura se calcula a partir de:

$$\Delta t = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{2.3 \log. \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

t_1 = Temperatura del agua a la entrada, °C.

t_2 = Temperatura del agua a la salida, °C.

Cálculo del consumo de agua, Q .

$$Q = \frac{q_1}{t_2 - t_1}$$

t_2 , no debe superar los 40°C., para evitar la formación de incrustaciones sobre los tubos.

Caída de presión a través del postenfriador:

Por la coraza,

$$\Delta P = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_e \cdot s \cdot \phi_s}, \text{ lb/pulg.}^2$$

Dentro de los tubos,

$$P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22 \times 10^{10} D \cdot s \phi_t} + \frac{4n}{s} \cdot \frac{4V^2}{2g} \cdot \frac{62.5}{144}, \text{ lb/pulg}^2$$

donde:

f = Factor de fricción.

G_s = Velocidad másica por la coraza, lb/h pie²

D_s = Diámetro interior de la coraza, pie.

$N + 1$ = Número de cruces.

D_e = Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión pie.

s = Gravedad específica.

ϕ_s = Razón de viscosidad por la coraza.

G_t = Velocidad másica por los tubos, lb/h pie²

L = Longitud del tubo, pie.

n = Número de pasos.

D = Diámetro interior de los tubos, pie.

ϕ_t = Razón de viscosidades por los tubos.

V = Velocidad, pie/s.

g = Aceleración de la gravedad.

El método usado para este tipo de cambiadores de calor es el de condensación de un vapor de un gas no condensable, donde se toma en cuenta la condensación a través de todo el cambiador de calor (15).

IV.7. Separadores.

Son utilizados para eliminar el agua y el aceite (en compresores lubricados) en forma líquida que arrastra el aire después del postenfriamiento.

dor.

Los separadores de agua son de varios tipos, centrifugos o ciclón, -
mallas tejidas o con obstáculos y, de expansión (3), (7), (8), (9).

Separador tipo expansión, permite al aire expandirse a través de un
orificio donde se reduce la temperatura al condensarse algo de agua. La
expansión depende de la diferencia de presiones entre la entrada y sali
da del separador. Un separador de este tipo reduce la temperatura en ci
erta cantidad, dando lugar a que el aire no reduzca suficientemente su
contenido de humedad.

Separador con mallas tejidas o con obstáculos. Este tipo de separado
res son iguales entre sí, con la sola diferencia de que uno obstaculiza
el paso del aire húmedo mediante una malla tejida y, el otro lo hace -
con un agente enfriador, que puede ser una simple lámina o algún materi
al cerámico.

Se diferencian del separador tipo expansión sólo por el obstáculo -
que presentan, el cual les da una máxima eficiencia de separación en re
lación con cualquier otro tipo de separador.

Su eficiencia de separación es constante, aún con variaciones del -
flujo de aire. Otra de sus ventajas es que, el aire sale exento de con
densados, característica que no poseen otros separadores. Su inconveni
encia es el factor económico, ya que tiene un mayor costo que los otros
tipos de separadores.

Separador centrifugo o ciclón. Opera por acción centrífuga. El aire-
entra a un recipiente donde es girado en círculos, desprendiendo hume
dad por fuerza centrífuga. Entre más rápido se mueva el aire, la sepa
ración será más efectiva. El aire comprimido usualmente se mueve a tra-

vés de las líneas de distribución más lento que en el separador ciclónico. Este tipo de separador, parecido al tipo expansión no siempre extrae la suficiente humedad, lo que provoca que su eficacia de separación sea escasa. Su eficacia de separación disminuye notablemente con variaciones en el flujo de aire.

El aire que sale de este tipo de separador es más limpio que el de entrada; pero arrastra condensados en mayor o menor cantidad.

Sus ventajas son su simplicidad en construcción y esto redunda en un bajo costo.

Concluyendo sobre lo anterior, podemos decir, que si se requiere una instalación de poca calidad, en cuanto al acondicionamiento de aire y, además barato, podemos optar por un separador centrífugo. Si la calidad del aire comprimido por emplear debe ser buena, debemos optar por un separador de mallas o con obstáculos.

Cuando no es posible la utilización de equipos de compresión no lubricados, se deberá instalar a la salida del enfriador de descarga, un separador combinado con filtro y absorbedor, con el fin de lograr una separación eficiente del aceite.

IV.8. Diseño del Separador.

Debido a que el separador de mallas o con obstáculos es el más usual para obtener aire comprimido de buena calidad, sólo expondremos el diseño de este tipo (10).

El principio básico de diseño es, lograr una velocidad suficientemente baja para que el líquido y el vapor se separen. Como regla general, cuando el recipiente tenga un volumen grande será de forma horizontal y si es de volumen regular o pequeño, el separador será vertical.

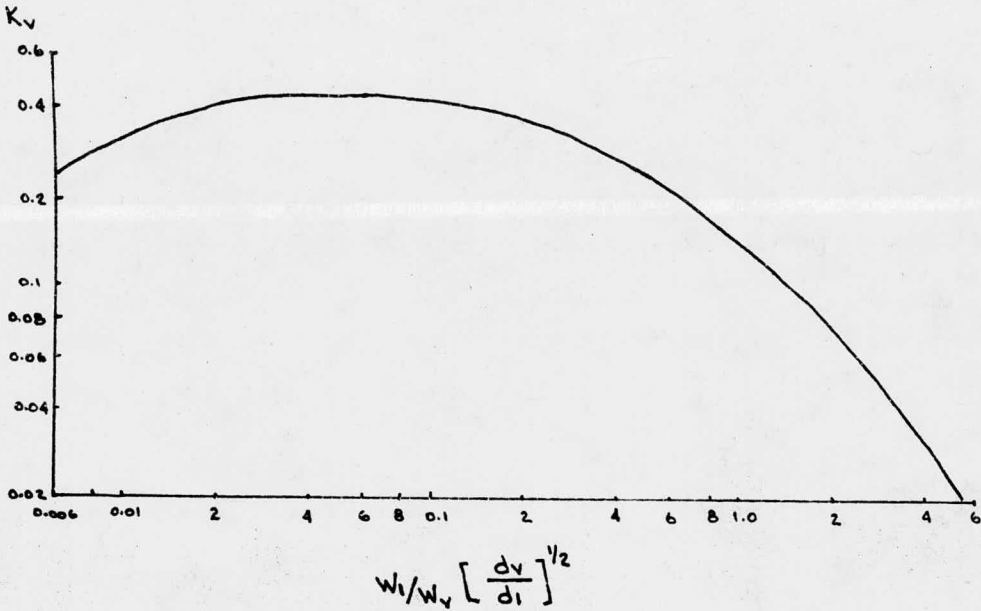
IV.8.1. Método de cálculo para forma vertical.

1. Calcular el factor de separación líquido-vapor (F_s).

$$F_s = \frac{w_l}{w_v} \left[\frac{d_v}{d_l} \right]^{1/2}$$

2. De la gráfica de K_v vs factor de separación, obtener K_v , que es el factor de diseño de la velocidad del vapor. Calcular la máxima velocidad de diseño del vapor.

$$(V_v)_{\text{máx.}} = K_v \left[\frac{d_l - d_v}{d_v} \right]^{1/2} \text{ pie/seg.}$$



3. Calcular la mínima área de sección transversal del separador.

$$A_{\text{mfn.}} = \frac{Q_v}{(V_v)_{\text{máx.}}} \text{ , pie}^2$$

4. Diámetro del recipiente basado sobre 6 pulgadas de incremento.

$$D_{\text{mín.}} = \left(\frac{4 A_{\text{mín.}}}{3.1416} \right)^{1/2}$$

$$D = D_{\text{mín.}} + 6 \text{ pulgadas.}$$

5. Aproximar las velocidades máxima y mínima de entrada del vapor-líquido en el orificio de entrada del separador, con el siguiente criterio.

$$V_{\text{máx.}} = \frac{100}{(d_{\text{mezcla}})^{1/2}}, \text{ pie/seg.}$$

$$V_{\text{mín.}} = \frac{60}{(d_{\text{mezcla}})^{1/2}}, \text{ pie/seg.}$$

6. Las tablas IV.1 y IV.2, nos sirven para determinar el tiempo que tarda en vaciarse el separador al fallar el sistema de aire comprimido. Conociendo este tiempo se calcula el volumen apropiado para alcanzar a corregir las fallas, sin dejar de alimentar aire comprimido al sistema de distribución.

El detectar y corregir adecuadamente una falla, está determinada por la instrumentación, control y, el factor humano.

Tabla IV.1.

Operación	<u>Factor instrumento</u>		<u>Factor de labor</u>		
	W/alarma	W/alarma	Bueno	Favorable	Pobre.
F R C	1/2	1	2	3	4
L R C	1	1 1/2	2	3	4
T R C	1 1/2	2	2	3	4

Tabla IV.2

Características de operación	Factor
Bajo buen control	2
Bajo control favorable	3
Bajo control pobre	4

$$\text{Volumen (V)} = \frac{Q_1}{\text{tiempo de diseño para llenado}}$$

$$\text{Altura del nivel del líquido (H}_1) = \frac{4 V}{3.1416 D^2}$$

7. Checar la geometría, que debe llenar la condición necesaria de que:

$$3 \leq \frac{H_1 + H_v}{D} \leq 5$$

H_v = Altura del vapor.

Si, $L/D > 5$, es necesario considerar un separador horizontal.

IV.8.2. Método de cálculo para forma horizontal.

1. Calcular:

$$\frac{w_l}{w_v} \left[\frac{d_v}{d_l} \right]^{1/2}$$

2. Leer K_v y, calcular K_h .

$$K_h = 1.25 K_v$$

K_h , es el factor de diseño de la velocidad del vapor para separadores horizontales.

3.

$$(V_v)_{\text{máx.}} = K_h \left[\frac{d_l - P_v}{P_v} \right]^{1/2}, \text{ pie/seg.}$$

4. Calcular el área requerida para el flujo de vapor.

$$(A_v)_{\text{mín.}} = \frac{Q_v}{(V_v)_{\text{máx.}}}, \text{ pie}^2$$

5. De la tabla IV.1, seleccionar el tiempo apropiado de diseño y calcular el volumen total del líquido. El resto del proceso de dimensionamiento se hace a prueba y error como sigue.

6. Cuando el recipiente está lleno,

$$(A_{\text{total}})_{\text{mín.}} = \frac{(A_v)_{\text{mín.}}}{0.2}$$

$$D_{\text{mínimo}} = \left[\frac{4(A_{\text{total}})_{\text{mín.}}}{3.1416} \right]^{1/2}, \text{ pie.}$$

7. Calcular la longitud del recipiente.

$$L = \frac{\text{Volumen total del líquido}}{\frac{3.1416}{4} D^2}$$

$$D = D_{\text{mín.}} + 6 \text{ pulgadas.}$$

8. Si, $5 < L/D < 3$, recalcular.

Donde:

$$W_l = \text{lb./seg., de líquido.}$$

$$W_v = \text{lb./seg., de vapor.}$$

$$d_l = \text{Densidad del líquido, lb./pie}^3.$$

$$d_v = \text{Densidad del vapor, lb./pie}^3.$$

$$V_v = \text{Velocidad máxima del vapor, pie/seg.}$$

$$Q_l = \text{Velocidad de flujo del líquido, pie}^3/\text{seg.}$$

Observaciones:

Los factores de las tablas IV.1 y IV.2, indican el coeficiente relacionado con el tiempo necesario, que se utiliza para identificar las fallas por instrumentos y su localización; el factor de labor esta relacionado con el tiempo, que requiere un operador para corregir la falla; los factores de operación indican el tiempo necesario para detectar las fallas según la instrumentación utilizada en el equipo.

IV.8.3: Caída de presión.

La caída de presión a través de las mallas, en la mayoría de las aplicaciones es generalmente muy baja (9).

IV.9. Depósitos de aire.

Este recipiente de almacenamiento es básicamente un tanque de balance, y el lugar óptimo para el control de la presión de suministro de aire al resto del sistema. Sirve, también, como punto de unión con cualquier otra fuente de suministro de aire para emergencia.

En este recipiente se equilibran las pulsaciones de aire procedentes del compresor. Además recoge aceite y agua condensada.

IV.10. Criterios de diseño (3).

- a). Este recipiente se diseñará de acuerdo al código ASME sección VIII, "Recipientes a Presión no sujetos a Fuego Directo".
- b). Con objeto de tener aire de reserva, en caso de falla del equipo de compresión, la capacidad del recipiente se deberá calcular para un tiempo de residencia de 5 a 15 minutos, considerando la capacidad máxima de la compresora principal.
- c). En el caso de dos o tres fuentes independientes de suministro de ai

re, el tiempo de residencia podrá disminuirse, pero en general nunca podrá ser menor de un minuto.

d). El recipiente de almacenamiento debe contar con una válvula de seguridad, ajustada a 115 % de la máxima presión de trabajo para el recipiente.

e). En general, se recomienda que el recipiente sea vertical, con objeto de tener una etapa extra de separación para remoción de óxidos, materias extrañas y humedad condensada que haya arrastrado el aire hasta ese lugar.

La siguiente tabla se utiliza para seleccionar recipientes de aire.

Tabla IV.10. Dimensiones recomendadas por ASME para recipientes a presión, para presiones manométricas entre 2.8 y 8.8 Kg./cm.² (40 a 125 - psig).

Diámetro (pulg.)	Longitud (pie).	Volumen (pie ³)	Válvula de Seguridad	
			núm.	diám.(pulg.)
14	4	4.5	1	3/4
18	6	11.0	1	1
24	6	19.0	1	1 1/2
30	7	34.0	1	2
36	8	57.0	1	2 1/2
42	10	96.0	2	3
48	12	151.0	3	3
54	14	223.0	3	3
60	16	314.0	3	3

IV.11. Secadores.

Los secadores constituyen una parte importante de todo el sistema de

suministro de aire comprimido. Son equipos destinados a tratar el aire, o los gases comprimidos, para reducir en ellos su contenido de humedad; así, si sufren un enfriamiento ulterior no presenten condensación alguna (3).

IV.11.1. Los tipos de secadores empleados son:

a). Deshidratadores por enfriamiento.

b). Deshidratadores por absorción.

c). Deshidratadores por adsorción.

a). Los deshidratadores por enfriamiento, utilizan un ciclo de refrigeración existente en el proceso principal de la planta y están limitados a un punto de rocío de 2°C. Se pueden emplear como equipo complementario en sistemas de suministro de aire para instrumentos o servicios de gran capacidad, en que se utilicen, también, secadores por adsorción (3).

b). Los deshidratadores por absorción, utilizan algún compuesto químico delicuescente que se extrae continuamente del secador en forma de solución. Ejemplo de las sustancias usadas es el ácido sulfúrico, glicoles, pentóxido de fósforo, sulfato de calcio anhidro, perclorato de magnesio (1).

La operación de este sistema resulta muy costosa, debido principalmente a los problemas para regenerar el agente químico. Además, la toxicidad y la corrosión son otros inconvenientes.

Se utilizan estos deshidratadores para capacidades pequeñas y tienen como límite un punto de rocío de -1°C.

Por lo general, este medio de secado no se utiliza para aire de instrumentos por las razones anteriores.

c). Los deshidratadores por adsorción. Este medio de secado de aire es el más generalizado y utilizado para aire de instrumentos. Utilizan desecantes sólidos que presenten una gran superficie de contacto por unidad de masa. Consisten esencialmente de un cilindro relleno con el desecante sólido, el cual retiene el vapor de agua remanente al pasar a través de la cama (1).

Los sólidos desecantes más utilizados son:

	sílica gel	alúmina activada.
tipo de partícula	esfera, pellet	esfera
tamaño estandar, pulg.	1/8	3 a 8
porosidad interna (%)	34 a 51	50 a 60
densidad, lb./pie ³	41 a 52	47 a 50
diámetro promedio del poro (Å)	21 a 28	40 a 50
área de superficie, m ² /g.	650 a 700	400
capacidad de adsorción		
g./g. de sólido seco.	0.4 a 0.6	0.22

Las propiedades presentadas varían según el fabricante y la forma de la partícula, así como su composición (11).

El medio adsorbente es necesario estarlo regenerando cuando se satura con agua, por esta razón, los deshidratadores por adsorción están formados por dos recipientes independientes que funcionan alternadamente en ciclos de regeneración y deshidratación (3). Se pueden utilizar para obtener puntos de rocío hasta de -75°C., aunque la aplicación más común es para puntos de rocío de -50°C.

Este tipo de deshidratadores se clasifican de acuerdo al sistema de regeneración utilizado.

Se conocen como secadores del tipo I, aquellos que son reactivados - mediante calentamiento, y secadores del tipo II, aquellos que utilizan una parte considerable del aire seco para la regeneración del desecante saturado.

En lo que respecta al tiempo entre dos ciclos consecutivos de regeneración, no existe limitación en el intervalo de tiempo, pero comúnmente la capacidad de los deshidratadores es suficiente para permitir tiempos de transferencia de 4, 6, 8, y 12 horas para los de tipo I, y de 1 a 5 minutos para los del tipo II.

Los deshidratadores pueden operar en forma manual, semiautomática, o totalmente automática. Los secadores automáticos de ciclos cortos de regeneración, son los más económicos, ya que son pequeños y requieren menos desecante (3).

Las unidades manuales requieren que el operador cambie válvulas al final de cada ciclo, y que él manualmente opere los calentadores de regeneración. Las unidades semiautomáticas requieren la atención de un sólo operador, una vez durante cada ciclo, cuando la válvula acoplada debe ser regresada y el controlador del periodo de regeneración. Las unidades automáticas no requieren atención manual después de instaladas. Las unidades automáticas usualmente son de ciclos cortos.

Es importante que al secador no llegue aceite, esto se debe a que el aceite es adsorbido junto con el agua, pero en la reactivación no se elimina igual que el agua, sino que, se mantiene una pequeña cantidad de aceite sobre los poros, donde se carbonizará, y con el tiempo obstaculizará los poros.

Podría parecer menos costoso secar el aire que entra al compresor a-

la presión atmosférica, que secarlo a presiones altas a la salida del compresor. Sin embargo, secarlo a bajas presiones requiere una cantidad mayor de secador y reduce la efectividad, resultado que no es práctico.

En la selección del tipo de secador que deba emplearse, se deberán tener en cuenta todos los factores económicos, dando especial importancia a los costos de operación.

IV.12. Ecuaciones de diseño.

El deshidratador por adsorción es el más usual, por lo que sólo analizaremos este tipo.

Los parámetros de diseño en un adsorbedor son, el tiempo que debe permanecer el aire para su secado, y la cantidad de sustancia adsorbente necesaria para el ciclo de secado deseado y su altura.

Los factores que afectan el funcionamiento de un sólido adsorbente son (11):

- a). La máxima capacidad del adsorbente para el soluto, la cual puede o no ser completamente utilizada bajo actuales condiciones de proceso.
- b). Equilibrio de fases, la que influye en la eficiencia con la cual la capacidad es alcanzada.
- c). La velocidad de adsorción, el mecanismo y resistencias que controlan la velocidad.
- d). El arreglo del proceso, con sus consecuencias para el balance de materiales.

Para la determinación del tiempo de contacto es necesario partir de datos experimentales o ecuaciones empíricas, determinadas para cada adsorbente y ciertas condiciones límite de trabajo.

Una forma práctica de efectuar estos cálculos es, estimando la cantidad de agua por adsorbedores (12), el método es el siguiente:

a). El flujo volumétrico se determina a las condiciones a las que entra al secador, por medio de:

$$Q_2 = \frac{(P_a) (T_w + 460)}{(P_w + P_a) (T_a + 460)} (Q_1)$$

Q_2 = Flujo volumétrico a las condiciones de trabajo, pie³/min.

Q_1 = Flujo volumétrico a las condiciones de succión, pie³/min.

P_a = Presión de referencia, psia.

T_a = Temperatura de referencia, °F.

P_w = Presión de trabajo, psig.

T_w = Temperatura de trabajo, °F.

b). Libras de agua en el aire =

$$Q_2 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}} \frac{\text{gr. agua}}{\text{pie}^3} \frac{\text{lb.}}{7000 \text{ gr.}} (\text{tiempo de secado}).$$

c). Libras de sustancia desecante =

$$\frac{\text{libras de agua en el aire}}{\text{capacidad de adsorción de la sustancia usada.}}$$

Una cama larga y angosta ofrece la mayor oportunidad de aprovechar la capacidad de adsorción, que una corta y de gran diámetro, pero también ofrece una gran caída de presión. Prácticamente, se ha encontrado que un acomodo (L/D) de 1.5 a 2, determina el mejor balance entre la caída de presión y la capacidad de adsorción (11).

(L/D), es la relación de longitud a diámetro de la cama.

IV.13. Trampas.

Es un dispositivo que permite eliminar automáticamente el agua condensada por el enfriador de descarga, o separada del aire por algún medio mecánico.

Es el aparato deshidratante de tipo mecánico más comunmente usado. Las trampas no reducen el punto de rocío o la humedad relativa, sino simplemente remueve el agua que ya ha sido condensada. El aire que baja a una trampa se mantiene saturado con agua y vapores de aceite, si éste último estuviera presente.

Para máxima efectividad, las trampas deben estar localizadas tan cerca como sea posible al punto de uso del aire, esto es, porque cualquier caída en la temperatura después que el aire deja la trampa, provocará condensación. Deben además, colocarse debajo del equipo o tubería que se quiere drenar para permitir al condensado fluir por gravedad a la trampa (8).

Guía para la selección de trampas de vapor (13) (14).

	primera alternativa	segunda alternativa.
Para drenar líneas principales de vapor:		
0 a 15 psig	flotador y termostática.	---
16 a 125 psig	termodinámica	flotador, termostática.
126 a 600 psig	termodinámica	balde invertido.
Separadores de vapor:		
0 a 15 psig	flotador, termodinámica.	---

16 a 125 psig	termodinámica	flotador, termostática.
126 a 600 psig	termodinámica	balde invertido.
Serpentines de calefacción de aire:		
presión baja y mediana	flotador, termodinámica.	---
alta presión	---	termodinámica.
Intercambiadores de calor:		
pequeños alta presión	termodinámica	flotador, termostática.
grandes, presión baja y mediana	flotador, termostática	---

IV.14. Filtro.

Es un accesorio que sirve para retener las partículas metálicas, óxidos, micro organismos y otras sustancias que, arrastradas por el aire, pueden interferir el funcionamiento del equipo y de los instrumentos.

Todos los sistemas de suministro de aire para instrumentos estarán provistos de filtros (3).

En la succión de la compresora se instalará un filtro seco de poca caída de presión, con el fin de impedir la entrada de polvo y partículas extrañas que pueden acelerar el desgaste de la compresora. Después del recipiente u antes de los secadores, se instalarán filtros, cuya función es evitar que sustancias extrañas contaminen u obstruyan el desecante.

Cuando se utilicen compresoras lubricadas con aceite, el filtro estará combinado con un separador y un absorbedor, colocándose después de ellos, de manera que pueda retener las partículas de carbón activado o material equivalente utilizado en el absorbedor (3).

Después de los secadores y aún en el caso que se usen deshidratadores por refrigeración, se deberá instalar un filtro denominado " filtro principal ", que tendrá por objeto la retención de todas las partículas producidas por el desgaste natural de los equipos que integran el suministro de aire, así como las producidas por la erosión del aire al pasar a través de tubería, separadores, absorbedores, desecantes, etc.

Todos los instrumentos que requieran suministro de aire serán provistos de filtros individuales.

La selección del tipo de filtro que se deba utilizar en cada caso, dependerá de las consideraciones de todas las sustancias que puedan estar presentes en un caso determinado, así como la cantidad de aire manejado y de la frecuencia de servicio prevista para un sistema específico.

IV.15. Accionadores.

Los motores y las turbinas son los equipos de propulsión más usados para accionar la maquinaria de una planta de proceso; pero no siempre resulta fácil elegir entre ellos. Para cada caso en particular deben considerarse los costos de energía eléctrica y del vapor, así como la disponibilidad. Aún cuando los motores eléctricos son muy eficientes, las turbinas son más seguras.

La operación de un motor eléctrico depende de otros equipos, tales como, mecanismos de control y transformadores, que aunque por lo general son seguros y útiles durante muchos años de servicio, pueden fallar

sin previo aviso. La turbina de vapor requiere solamente de suministro constante de vapor, y tal suministro raramente se interrumpe en una planta bien diseñada.

En lugares donde el costo de la energía eléctrica es alto, se podrá usar, dentro de las posibilidades, la turbina de vapor. Sin embargo, la turbina no es muy eficiente cuando se le usa para dar movimiento a equipo de baja velocidad (3000 a 5000 rpm.), requieren reductores de engranes, que resultan ser caros, para poder accionar equipos de baja velocidad. En tales casos es más conveniente emplear motores de baja velocidad y no tener necesidad de usar reductores de velocidad.

Aún cuando los costos de energía eléctrica indique que deba usarse motor eléctrico en una planta, las turbinas de vapor pueden emplearse con mucha ventaja para algunos servicios. Debido a su gran velocidad, con frecuencia se usa la turbina para accionar bombas de repuesto o equipo similar. A las turbinas grandes que no tienen condensador se les usa con doble propósito, para impulsar alguna bomba o compresor grande, y para suministrar vapor de baja presión que se necesite para fines de calentamiento. Además, el vapor en la salida de la turbina y máquinas de pistón esta libre de aceite y otros contaminantes.

IV.15.1. Motor eléctrico.

Para la selección adecuada de un motor eléctrico deberán usarse los siguientes datos: potencia necesaria, velocidad de rotación, variaciones de velocidad, voltaje, frecuencia, y número de fases.

Además, debe especificarse la posibilidad de sobrecarga, magnitud de los pares de arranque, áreas peligrosas o gases corrosivos. Debe tenerse una descripción completa del suministro de energía eléctrica, costo-

de la energía y los equipos que consumen energía en la planta, todo -
ello para lograr la máxima economía y el máximo factor de potencia.

En el caso de compresores hasta de 600 HP., los tipos de motores más
usados son: jaula de ardilla par alto (C.A.), rotor devanado (C.A.), -
síncrono (C.A.), monofásico-par alto (C.A.), y devanado compound (C.D.).

Hay una gran variedad de compresores de pistón impulsados por motor-
eléctrico, en intervalos que varían desde modelos pequeños de un solo -
cilindro (5 a 150 HP.), hasta compresores multicilíndricos (150 a 4500-
HP.). Las unidades pequeñas se accionan mediante banda plana o banda V,
mientras que las unidades grandes se conectan directamente a motores -
síncronos. Estos motores pueden usarse con los compresores de pistón -
que trabajan a velocidades bajas (4).

Para instalaciones con potencia menor a 450 HP., y atmósfera peligro
sa, resulta más económico utilizar motores de inducción a prueba de ex-
plosión. Los motores de inducción requieren reductores de engranes por-
que trabajan a velocidades altas.

IV.15.2. Turbinas (16) (18).

Método de estimación de una turbina de un paso sin condensación.

1. Determinar el consumo teórico de vapor =

$$\frac{2544.1}{h_1 - h_2} \quad \frac{\text{lb. vapor}}{\text{HP. h.}}$$

h_1 = Entalpía de entrada del vapor.

h_2 = Entalpía de salida del vapor.

2. Determinar la energía aprovechable del vapor mediante la figura -

IV.15 A.

A partir de este paso, las gráficas utilizadas son proporcionadas por el fabricante.

3). Determinar las pérdidas mecánicas mediante la figura IV.15 B. La presión que aparece en esta figura, es la de salida del vapor en la turbina.

4). Determinar, el sobrecalentamiento del vapor (tablas de vapor).

5). Determinar, el factor de corrección de sobrecalentamiento en la figura IV.15 C.

6). Consumo real de vapor =

$$\frac{\text{energía aprovechable}}{\text{factor de corrección de sobrecalentamiento}} \times \frac{\text{HP. HP. perdidos}}{\text{HP.}}$$

7). Flujo de vapor = consumo real de vapor (HP.)

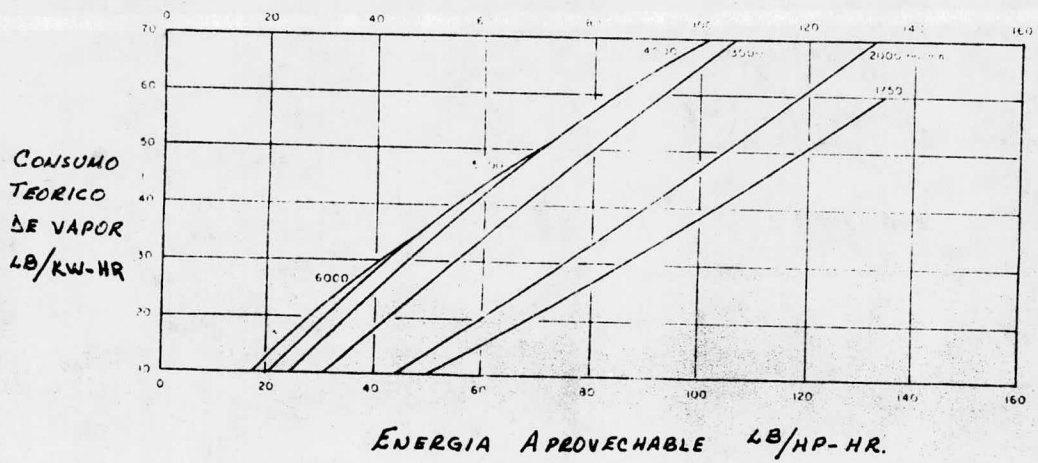


Fig. IV. 15A.

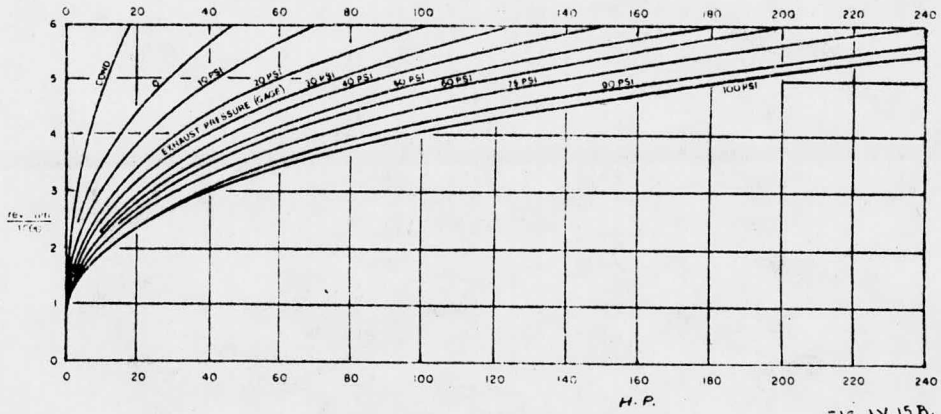


FIG. 14. 15 B.

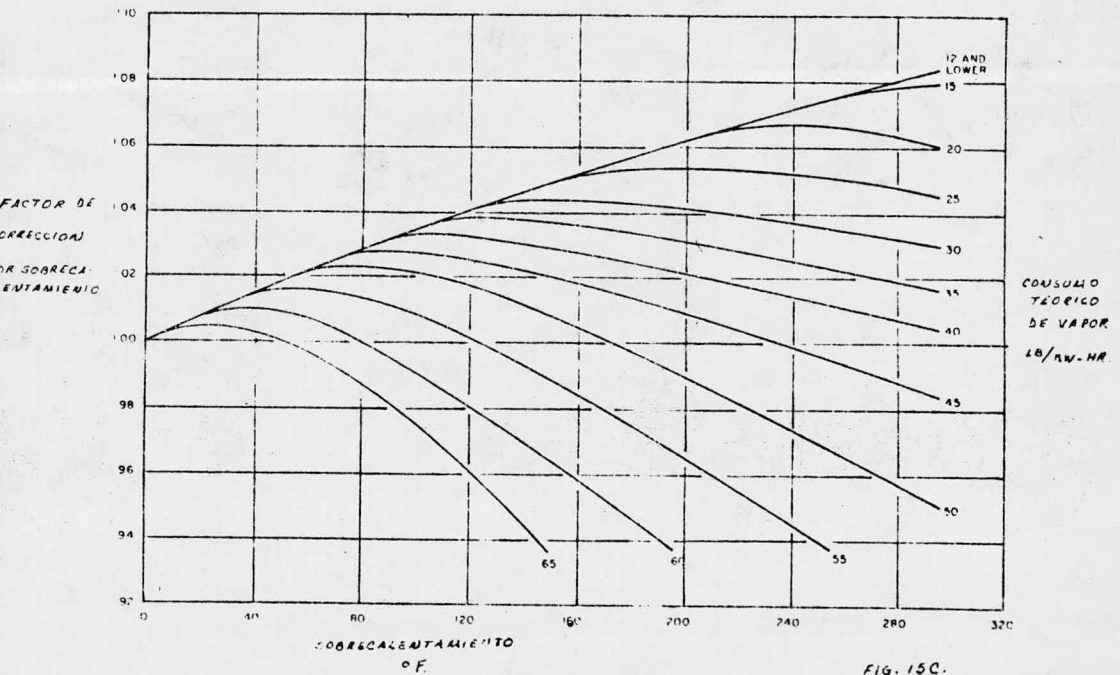


FIG. 15 C.

NO ARREBATES AL POBRE SU SOSTEN, NO VUELVAS TUS OJOS ANTE
EL NECESITADO.

V. INSTRUMENTACION Y DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCION.

V.1. Instrumentación.

Las industrias de proceso no podrían existir sin instrumentos que indicasen, registrasen, controlasen, y en algunos casos, se anticipasen a los muchos cambios que ocurren en un proceso.

Sólo se indican los instrumentos y formas de control en los equipos que constituyen el sistema de generación de aire comprimido. Compresor.

1). Instrumentos utilizados:

- a). Indicador de presión del aire (si el compresor es lubricado).
- b). Indicador de presión en la descarga y entrada, siendo este último opcional.
- c). Indicador de temperatura en la descarga y entrada, siendo este último opcional.
- d). Indicador de nivel del aceite (si el compresor es lubricado).
- e). Indicador de presión de salida del agua de enfriamiento.
- f). Indicador de temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento.

2). Control.

El sistema de control para un compresor dependerá del tipo y tamaño del compresor. Los compresores reciprocantes cuentan con varias combinaciones de válvulas de entrada descargadoras, bolsas limpiadoras y controles de encendido y apagado. En demandas intermitentes de carga en compresores pequeños, sólo necesitan un simple interruptor de presión (2). Las válvulas de entrada descargadoras son usadas cuando varía el consumo de aire. Frecuentemente ambos sistemas son includi

dos, con un interruptor manual selector que determina el modo de control. Los grandes compresores usan válvulas de entrada descargadoras o controles de cilindros con bolsas limpiadoras (2).

Los compresores centrífugos, tornillo y de lóbulo rotatorio están generalmente controlados por una garganta para la entrada de aire o por venteo del exceso de aire, o una combinación de ambos.

Los compresores centrífugos, normalmente tienen una bomba de aceite auxiliar que se acciona automáticamente si la principal falla.

El sistema de descarga puede accionarse a mano mediante los volantes de las válvulas de regulación o bien, pueden accionarse por un sistema de mando eléctrico o neumático, o electrónico, que no sólo cargan y descargan el compresor, sino que, también arranca y detiene el motor de accionamiento automáticamente, cuando marca una temperatura excesiva en la descarga, es necesario parar el accionador, manual o automáticamente.

Si la presión del aceite baja de un cierto valor, también es necesario parar el accionador.

El compresor también tiene una válvula de seguridad que lo protege contra una presión excesiva en caso que las válvulas de regulación no estén bien ajustadas o el sistema de regulación no funcione debidamente por alguna otra causa.

Las figuras V.1. y V.2., muestran esquemáticamente, lo antes dicho sobre el sistema de control del compresor.

La localización de la instrumentación será mostrada, en el siguiente capítulo, en los diagramas de tubería e instrumentación, esto es válido para todos los equipos.

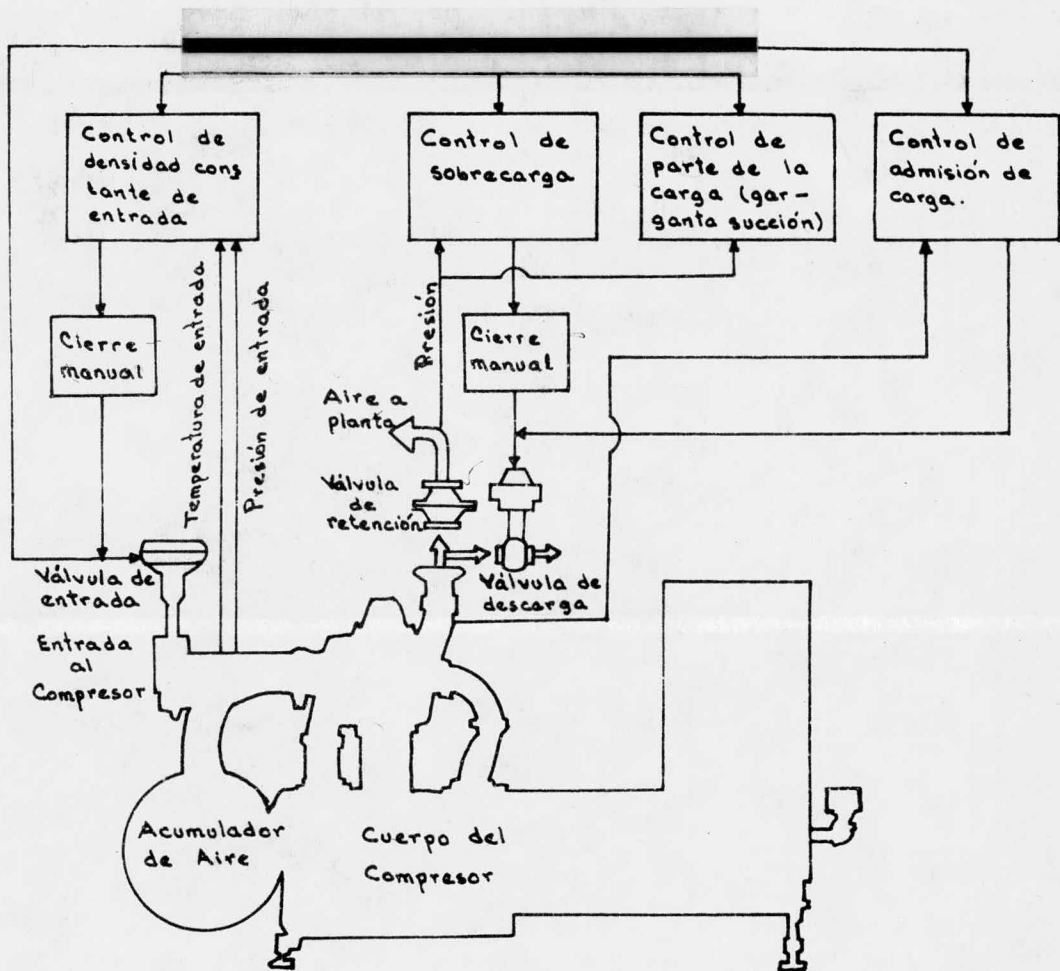


FIGURA V.1. SISTEMA DE CONTROL NEUMÁTICO DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO

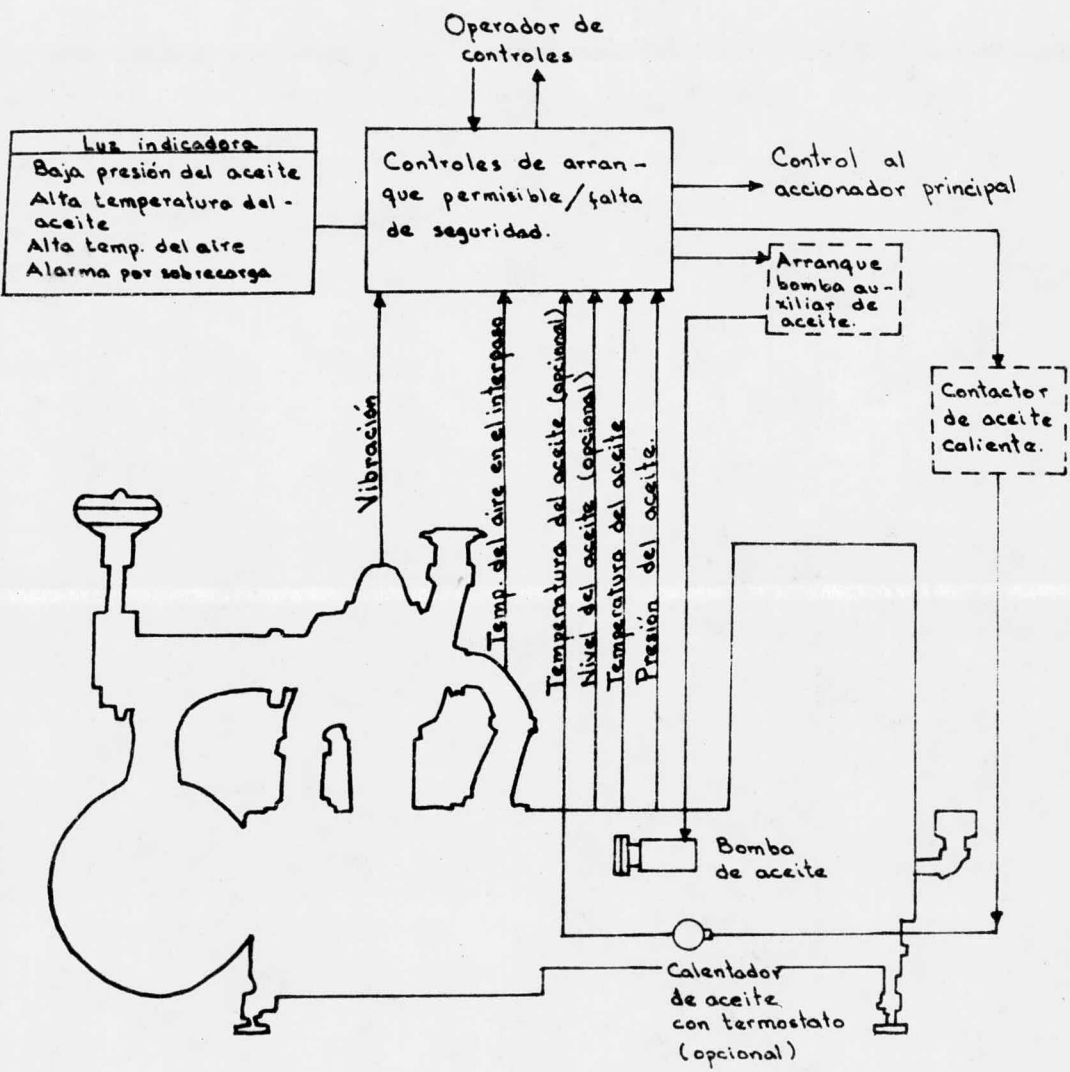


FIGURA V.2. SISTEMA DE CONTROL ELECTRICO DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO

Postenfriador o cambiador de calor.

1). Instrumentos.

- a). Indicador de temperatura de salida del aire.
- b). Indicador de presión de salida del aire.

2). Control.

- a). Válvula de seguridad.
- b). Trampa automática para eliminación continua de condensados dentro de los tubos.
- c). Válvulas de control de presión del agua de enfriamiento.

El indicador de temperatura, nos sirve para conocer si el aire pasa al separador a temperatura apropiada. El indicador de presión de salida de aire, nos permite conocer la caída de presión a través del postenfriador, y además, detectar posibles fugas de aire en los tubos.

La válvula de seguridad permite controlar excesos de presión que pudieran presentarse. La válvula de control, permite mantener la presión apropiada del agua, y determinar las fallas en su flujo, esto reduce la corrosión y deterioro del postenfriador.

Separador.

Está dotado de:

- a). Trampa automática para eliminar continuamente condensados.
- b). Indicador y control de presión del flujo de aire.
- c). Válvula de seguridad.

Acumulador de aire.

Su instrumentación básica es un manómetro. En cuanto a su control, varía según sean las interconexiones que tenga el acumulador y las necesidades de consumo de aire de la planta.

En general el control sobre el acumulador de aire es:

- a). Trampa automática.
- b). Válvula de seguridad.
- c). Alarma de presión baja.
- d). Controlador de presión.

Secador.

Su instrumentación básica es un manómetro. El control se efectúa por una alarma de humedad y una válvula de seguridad.

V.2. Diseño de la Red de Distribución.

En este capítulo nos concretaremos a los criterios generales para el diseño de una red de distribución, en el siguiente capítulo veremos los diagramas necesarios para realizar este diseño.

Al proyectar una red de distribución en una instalación de aire comprimido, debemos primero, estudiar todas las aplicaciones del aire comprimido y transportarlas a un plano de planta, en donde se dejarán localizadas. Además de ésta, podemos incorporar la ayuda de una lista en la cual queden reflejados todos los valores correspondientes al flujo y a las pérdidas de presión permisibles en cada elemento integrante de la instalación, facilitando con ello la visión en conjunto del límite de pérdida de presión con que habremos de trabajar y la suma del flujo de aire que procesamos.

V.2.1. Parámetros.

Los parámetros claves que definen una instalación de aire comprimido son:

- a). Presión. La presión a la cual deseamos trabajar, tanto para el flujo de aire suministrado por el compresor como para el de utilización.

b). Flujo. El flujo de aire comprimido que debe suministrar el compresor, así como el que debe circular por cada zona de trabajo o ramal de distribución; su magnitud dependerá del planteamiento particular a que puede ser sometido cada proyecto.

c). Caída de presión. Se refiere a la pérdida de energía que se va originando en el aire comprimido al pasar por el postenfriador, separador, secador, filtros, tubería, etc.

El conseguir que la caída de presión esté entre los límites permisibles será un punto fundamental en el momento de concebir una instalación.

d). Velocidad de circulación. También existe límite para la velocidad del aire, ya que cuanto mayor es la velocidad de circulación, tanto mayor es la caída de presión en el recorrido.

V.2.2. Criterios de cálculo (3).

Para fijar dimensiones a líneas que conducen aire comprimido, generalmente selecciona un diámetro de tubería para un gasto y la longitud de línea conocidos, pudiéndose tener una limitación por caída de presión permisible. El diámetro óptimo de tubería resulta de un equilibrio económico entre la caída de presión y el costo de la tubería seleccionada.

Para fijar dimensiones a las líneas de distribución de aire, puede seguirse el criterio de la velocidad recomendada o el de caída de presión.

a). Criterio de velocidad recomendada.

Esta velocidad depende de la densidad del fluido, a las condiciones de flujo, según se indica en la siguiente tabla.

Densidad del fluido lb./pie ³	Velocidad recomendada, pie/s.	
	mínima	máxima
10	10	16
1	19	31
0.1	39	59
0.01	78	112

Siguiendo este criterio se selecciona una velocidad tentativa en la línea y, se determina el diámetro de la tubería correspondiente a esa velocidad para el gasto requerido, como se indica a continuación:

$$\text{Gasto requerido} = \frac{w}{3600 d}, \text{ pie}^3/\text{s.}$$

w = Gasto en masa, lb/h.

d = Densidad, lb/pie³, a las condiciones de flujo.

$$D = 13.54 \frac{Q}{V}$$

D = Diámetro interno en pulgadas.

V = Velocidad seleccionada, pie/s.

Cuando este diámetro no corresponde al diámetro interno real de los tamaños comerciales, se seleccionará el diámetro inmediato superior al calculado. La caída de presión calculada para este diámetro, debe estar dentro de los valores recomendados para 100 pies de tubería.

b). Método de caída de presión.

Se recomienda que la caída de presión por cada 100 pies de tubo, sea del orden de 5 al 1 % de la presión absoluta del aire.

La caída de presión por cada 100 pies de tubo puede calcularse por cualquiera de los métodos siguientes:

1). Método de Darcy simplificado.

$$\Delta P_{100} = C_1 C_2 \bar{V} = \frac{C_1 C_2}{d}$$

ΔP_{100} = Caída de presión, lb/pulg.² por 100 pies.

C_1 = Factor de descarga, función del gasto.

C_2 = Factor de tamaño, función del diámetro.

\bar{V} = Volumen específico, pie³/lb., a las condiciones de flujo.

d = Densidad, lb/pie³, a las condiciones de flujo.

Los factores C_1 y C_2 , que se muestran en las figuras V.2A y V.2B, son función del gasto en lb-masa y del diámetro interior de la tubería respectivamente.

2). En el caso de gastos pequeños puede utilizarse el nomograma de la figura V.2C.

3). Empleando la tabla de la figura V.2D, la cual está elaborada para aire a 100 lb/pulg.² (manométricas) y 60°F., circulando en tubería cédula 40.

3a). Si las condiciones de flujo son distintas, se lee el valor de la tabla con el gasto real en pie³/min., a 100 lb/pulg.² (man.) y 60°F., y se aplica la siguiente fórmula:

$$\Delta P_a = \Delta P_t \cdot \frac{100 + 14.7}{P + 14.7} \cdot \frac{460 + t}{520}$$

ΔP_a = Caída de presión a diferentes condiciones de presión y temperatura, lb/pulg.² por cada 100 pies.

ΔP_t = Caída de presión mostrada en la tabla a 100 lb/pulg.² (man.) y 60°F., lb/pulg.² por cada 100 pies.

P = Presión manométrica del aire, lb/pulg.²

t = Temperatura, °F.

3b). Para tubos de otras cédulas se aplica la siguiente fórmula:

$$\Delta P_a = \Delta P_{40} \left(\frac{d_{40}}{d_a} \right)^5$$

ΔP_{40} = Caída de presión mostrada en la tabla para tubo cédula 40, - lb/pulg.², por cada 100 pies.

ΔP_a = Caída de presión para tubo de otra cédula, lb/pulg.², por cada - 100 pies.

d_a = Diámetro interior del tubo de otra cédula, pulg.

d_{40} = Diámetro interior del tubo cédula 40, pulg.

4). Puede emplearse también el nomograma de la figura V.2E, basado en - la siguiente fórmula:

$$\Delta P_{100} = \frac{5.88 \times 10^{-5} V^{1.83} (t+460)^{1.129}}{P d^{4.83}}$$

ΔP_{100} = Caída de presión, lb/pulg.², por 100 pies.

V = Gasto a condiciones normales de presión y temperatura, pie³/min.

t = Temperatura, °F.

P = Presión absoluta, lb/pulg.².

d = Diámetro interior, pulg.

5). Utilizando la ecuación de Harris, para flujo de aire comprimido.

$$\Delta P_{100} = \frac{10.25 V}{d^{5.31} R}$$

ΔP_{100} = Caída de presión, lb/pulg.², por 100 pies.

V = Gasto de aire, pie³/s.

d = Diámetro interior, pulg.

R = Relación de compresión a la entrada de la tubería.

P = Presión absoluta del aire, lb/pulg.²

La caída de presión total en la línea se obtiene, sumando la caída de presión en la tubería recta y la presión en conexiones y accesorios, o sea

$$\Delta P_t = \Delta P_{tr} + \Delta P_{ca}$$

La caída de presión en la tubería recta está dada por la ecuación:

$$\Delta P_{tr} = \Delta P_{100} \cdot \frac{L}{100}$$

ΔP_{tr} = Caída de presión de la tubería recta, lb/pulg.²

ΔP_{100} = Caída de presión por cada 100 pies, lb/pulg.²

L = Longitud de tubería recta, pie.

La caída de presión en conexiones y accesorios se calcula de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$\Delta P_{ca} = \Delta P_{100} \cdot \frac{L_e}{100}$$

ΔP_{100} = Caída de presión por cada 100 pies, lb/pulg.²

ΔP_{ca} = Caída de presión en conexiones y accesorios, lb/pulg.²

L_e = Longitud equivalente de las conexiones y accesorios, pie.

En la tabla de la figura V.2F, se dan los valores de L/D para diversas conexiones y accesorios. La longitud equivalente de conexiones y accesorios se calcula por medio de la fórmula siguiente:

$$L_e = (L/D) D$$

D = Diámetro interior, pie.

VALORES DE C_1

FIGURA V.2A



VALORES DE C₂.

DIAMETRO NOMINAL DEL TUBO PULGADAS.	NUMERO DE CEDULA	VALOR DE C ₂	DIAMETRO NOMINAL DEL TUBO PULGADAS	NUMERO DE CEDULA	VALOR DE C ₂	DIAMETRO NOMINAL DEL TUBO PULGADAS.	NUMERO DE CEDULA	VALOR DE C ₂ .
1/8	40 s	7 920 000.	5	40 s	1.59	16	10	0.004 63
	80 x	26 200 000.		80 x	2.04		20	0.004 21
1/4	40 s	1 590 000.	6	120	2.64	18	30 s	0.005 04
	80 x	4 290 000.		160	3.59		40 x	0.005 49
3/8	40 s	319 000.	8	xx	4.93	20	60	0.006 12
	80 x	718 000.		40 s	0.610		80	0.007 00
1/2	40 s	93 500.	10	80 x	0.798	24	100	0.008 04
	80 x	186 100.		120	1.015		120	0.009 26
3/4	160	4 300 000.	12	160	1.376	28	140	0.010 99
	xx	11 180 000.		xx	1.861		160	0.012 44
1	40 s	21 200.	14	20	0.133	32	10	0.002 47
	80 x	36 900.		30	0.135		20	0.002 56
1 1/4	160	100 100.	16	40 s	0.146	36	s	0.002 66
	xx	627 000.		60	0.163		30	0.002 76
1 1/2	40 s	5 950.	18	80 x	0.185	40	x	0.002 87
	80 x	9 640.		100	0.211		40	0.002 98
2	160	22 500.	20	120	0.252	44	60	0.003 35
	xx	114 100.		140	0.289		80	0.003 76
2 1/2	40 s	1 408.	22	160 xx	0.317	48	100	0.004 25
	80 x	2 110.		20	0.039 7		120	0.005 04
3	160	3 490.	24	30	0.042 1	52	140	0.005 73
	xx	13 640.		40 s	0.044 7		160	0.006 69
3 1/2	40 s	627.	26	60 x	0.051 4	56	10	0.001 41
	80 x	904.		80	0.056 9		20 s	0.001 50
4	160	1 656.	28	100	0.066 1	60	30 x	0.001 61
	xx	4 630.		120	0.075 3		40	0.001 69
4 1/2	40 s	169.	30	140	0.090 5	64	60	0.001 91
	80 x	236.		160	0.105 2		80	0.002 17
5	160	488.	32	20	0.015 7	68	100	0.002 51
	xx	899.		30	0.016 8		120	0.002 87
5 1/2	40 s	66.7	34	40	0.017 5	72	140	0.003 35
	80 x	91.8		60	0.018 0		160	0.003 85
6	160	146.3	36	x	0.019 5	76	10	0.000 534
	xx	380.0		80	0.020 6		20 s	0.000 565
6 1/2	40 s	21.4	38	100	0.023 1	80	x	0.000 597
	80 x	28.7		120	0.026 7		30	0.000 614
7	160	48.3	40	140	0.035 0	84	40	0.000 651
	xx	96.6		160	0.042 3		60	0.000 741
7 1/2	40 s	10.0	42	10	0.009 49	88	80	0.000 835
	80 x	13.2		20	0.009 96		100	0.000 972
8	40 s	5.17	44	30 s	0.010 46	92	120	0.001 119
	80 x	6.75		40	0.010 99		140	0.001 274
8 1/2	120	8.94	46	60 x	0.011 55	96	160	0.001 478
	160	11.80		80	0.012 44		80	0.014 16
9	40 s	5.17	48	100	0.016 57	100	100	0.016 57
	80 x	6.75		120	0.018 98		120	0.018 98
9 1/2	120	8.94	50	140	0.021 8	104	140	0.021 8
	160	11.80		160	0.025 2		160	0.025 2

Las letras s, x, y xx que aparecen en la columna del número de cédula indican: Tubo Normal, Reforzado y Extrareforzado respectivamente.

FIGURA. V.28

FIGURA. V.2C.

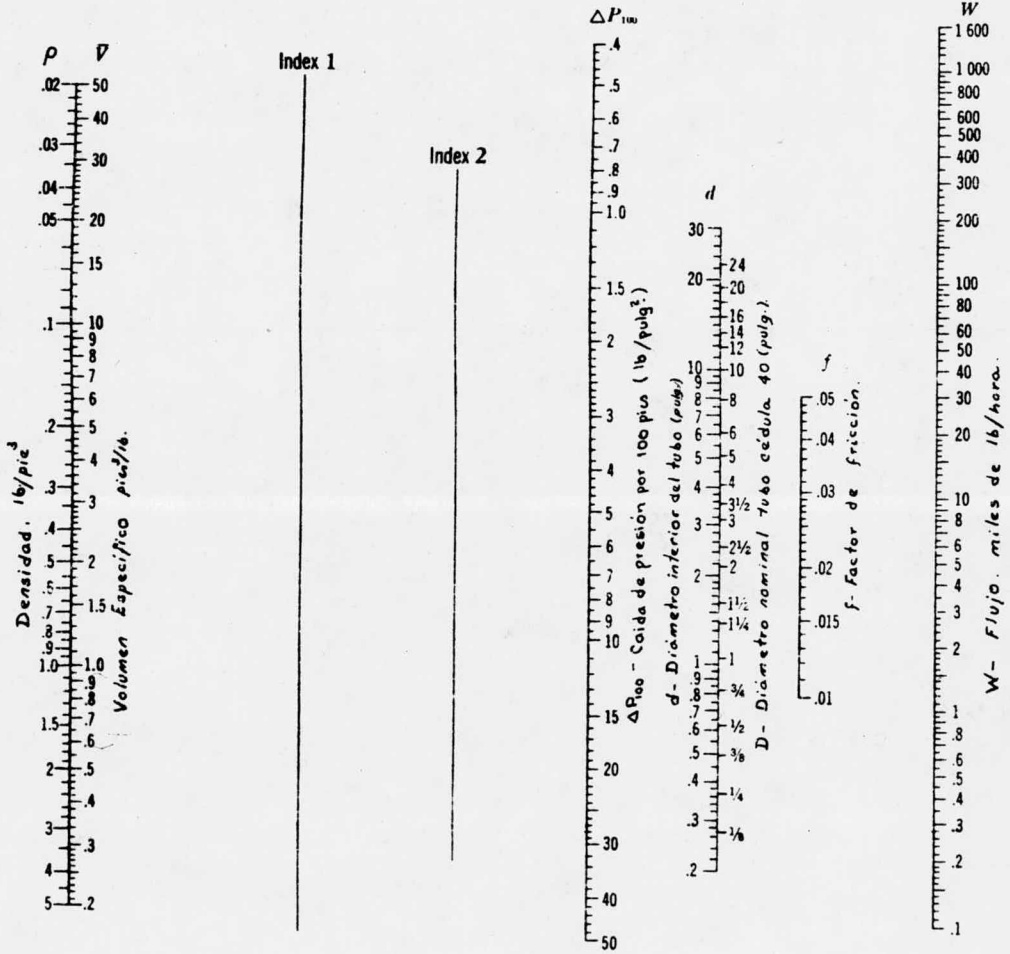


FIGURA. V.2D

AIRE LIBRE
 pies³/min
 a 60°F y 14.7
 16/pulg.² abs

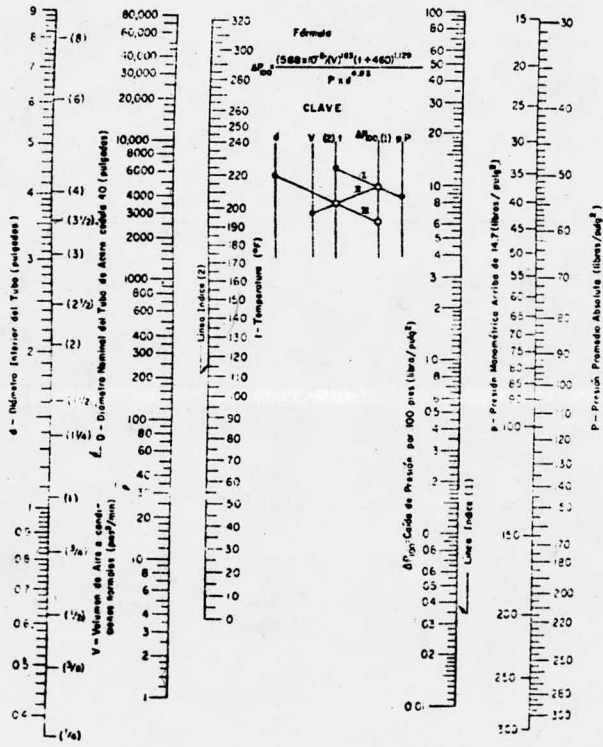
AIRE COM-
 PRIMIDO a
 60°F y 100
 16/pulg.² abs.

CAIDA DE PRESION DEL AIRE EN 16/pulg.².
 PARA 100 PIES DE TUBO DE ACERO CEBULA
 40 PARA AIRE A 100 16/pulg.² MAN. Y 60°F

	1/8"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
1	0.128	0.361	0.083	0.018	0.020				
2	0.256	1.31	0.285	0.069	0.041				
3	0.384	3.06	0.605	0.133	0.071				
4	0.513	4.83	1.04	0.226	0.106				
5	0.641	7.45	1.58	0.343	0.143				
6	0.769	10.6	2.23	0.408	0.188				
8	1.025	18.6	3.89	0.848	0.255	0.019			
10	1.282	28.7	5.96	1.26	0.356	0.094	0.019		
15	1.922	...	13.0	2.73	0.834	0.201	0.062		
20	2.563	...	22.8	4.76	1.43	0.345	0.102	0.026	
25	3.204	...	35.6	7.34	2.21	0.526	0.156	0.039	0.019
30	3.845	10.5	3.15	0.748	0.219	0.055	0.026
35	4.486	14.2	4.24	1.00	0.293	0.073	0.035
40	5.126	18.4	5.49	1.30	0.379	0.095	0.044
45	5.767	23.1	6.90	1.62	0.474	0.116	0.055
50	6.408	28.5	8.49	1.99	0.578	0.149	0.067
60	7.690	2 1/2"	...	40.7	12.2	2.85	0.819	0.200	0.094
70	8.971	16.5	3.83	1.10	0.270	0.126
80	10.25	0.019	21.4	4.96	1.43	0.350	0.162
90	11.53	0.023	27.0	6.25	1.80	0.437	0.203
100	12.82	0.029	3"	...	33.2	7.69	2.21	0.534	0.247
125	16.02	0.044	11.9	3.39	0.825	0.380
150	19.22	0.062	0.021	17.0	4.87	1.17	0.537
175	22.43	0.083	0.028	23.1	6.60	1.58	0.737
200	25.63	0.107	0.036	3 1/2"	...	30.0	8.84	2.05	0.937
225	28.84	0.134	0.045	0.022	37.9	10.8	2.59	1.19	0.331
250	32.04	0.164	0.055	0.027	0.404
275	35.24	0.191	0.066	0.032	0.484
300	38.45	0.222	0.078	0.037	0.573
325	41.65	0.270	0.090	0.043	4"	0.673
350	44.87	0.313	0.104	0.050	...	25.8	6.17	2.60	0.776
375	48.06	0.366	0.119	0.057	0.030	...	29.6	7.05	3.20
400	51.26	0.402	0.134	0.064	0.034	...	33.6	8.02	3.64
425	54.47	0.452	0.151	0.072	0.038	...	37.9	9.01	4.09
450	57.67	0.507	0.168	0.081	0.042	10.2	4.59
475	60.88	0.562	0.187	0.089	0.047	11.3	5.09
500	64.08	0.623	0.206	0.099	0.053	12.5	5.61
550	70.49	0.749	0.248	0.118	0.062	15.1	6.79
600	76.90	0.887	0.293	0.139	0.073	18.0	8.04
650	83.30	1.04	0.343	0.163	0.086	5"	...	21.1	9.43
700	89.71	1.19	0.395	0.188	0.099	0.032	...	24.3	10.9
750	96.12	1.36	0.451	0.214	0.113	0.036	...	27.9	12.6
800	102.5	1.55	0.513	0.244	0.127	0.041	...	31.8	14.2
850	108.9	1.74	0.576	0.274	0.144	0.046	...	35.9	16.0
900	115.3	1.95	0.642	0.305	0.160	0.051	6"	40.2	18.0
950	121.8	2.18	0.715	0.340	0.178	0.057	0.023	...	20.0
1000	128.2	2.40	0.788	0.375	0.197	0.063	0.025	...	22.1
1100	141.0	2.89	0.948	0.451	0.236	0.078	0.030	...	26.7
1200	153.8	3.44	1.13	0.533	0.279	0.089	0.035	...	31.8
1300	166.6	4.01	1.32	0.626	0.327	0.103	0.041	...	37.3
1400	179.4	4.65	1.52	0.718	0.377	0.119	0.047	...	43.3
1500	192.2	5.31	1.74	0.824	0.431	0.136	0.054	...	49.9
1600	205.1	6.04	1.97	0.932	0.490	0.154	0.061	8"	57.1
1800	230.7	7.65	2.50	1.18	0.616	0.193	0.075	...	70.9
2000	256.3	9.44	3.06	1.45	0.757	0.237	0.094	0.023	86.9
2500	320.4	14.7	4.76	2.25	1.17	0.366	0.143	0.035	120.0
3000	384.5	21.1	6.82	3.20	1.67	0.524	0.204	0.051	160.0
3500	448.6	28.8	9.23	4.33	2.26	0.709	0.275	0.068	200.0
4000	512.6	37.6	12.1	5.66	2.94	0.919	0.358	0.088	250.0
4500	576.7	47.6	15.3	7.16	3.69	1.16	0.450	0.111	300.0
5000	640.8	...	18.8	8.85	4.56	1.42	0.552	0.136	0.043
6000	769.0	...	27.1	12.7	6.57	2.03	0.794	0.195	0.061
7000	897.1	...	36.9	17.2	8.94	2.76	1.07	0.262	0.082
8000	1025	22.5	11.7	3.59	1.39	0.339	0.107
9000	1153	28.5	14.9	4.54	1.76	0.427	0.134
10000	1282	35.2	18.4	5.60	2.16	0.526	0.164
11000	1410	22.2	6.78	2.62	0.633	0.197
12000	1538	26.4	8.07	3.09	0.753	0.234
13000	1666	31.0	9.47	3.63	0.884	0.273
14000	1794	36.0	11.0	4.21	1.02	0.316
15000	1922	12.6	4.84	1.17	0.364
16000	2051	14.3	5.50	1.33	0.411
18000	2307	18.2	6.96	1.68	0.520
20000	2563	22.4	8.60	2.01	0.642
22000	2820	27.1	10.4	2.50	0.771
24000	3076	32.3	12.4	2.97	0.918
26000	3332	37.9	14.8	3.49	1.12
28000	3588	16.9	4.04	1.25
30000	3845	19.3	4.64	1.42

Flujo de Aire en Tubo de Acero

Figura V.2E.



**LONGITUD EQUIVALENTE EN DIAMETROS DE TUBO
(L/D) DE VALVULAS Y CONEXIONES**

FIGURA V. 2 F.

<i>Descripción del accesorio</i>	<i>Longitud equivalente en diámetros de tubo (L/D)</i>
Valvula de globo.—Instalada horizontalmente; sin obstrucción en el asiento (tipos plano, biselado o de tapón). Totalmente abierta.	340
Valvula de globo—Disco con guía. Totalmente abierta.	450
Valvula de globo tipo "Y".—Sin obstrucción en el asiento (tipos plano, biselado o tapón); con el vástago formando un ángulo de 60° con la tubería. Totalmente abierta.	175
Valvula de globo tipo "Y".—Igual que la anterior, pero con el vástago formando un ángulo de 45°.	145
Valvula de ángulo—Sin obstrucción en el asiento (tipos plano, biselado o tapón). Totalmente abierta.	145
Valvula de ángulo—Disco con guía. Totalmente abierta.	200
	Totalmente abierta
	15
Valvula de compuerta.—Cauña	35
Abierta a 3/4	160
Abierta a la mitad	900
Abierta a 1/4	900
De columpio convencional. Totalmente abierta	135
De columpio, flujo recto, totalmente abierta.	50
Valvulas de Retención De embolo, flujo a 90°, instalada horizontalmente. Totalmente abierta.	340
De bola, flujo recto. Totalmente abierta.	150
Valvulas de pie con colador.—Disco con guía en ambos lados. Totalmente abierta.	420
Valvulas de mariposa.—203 mm (8") y mayores, totalmente abierta.	40
Valvula macho.—Flujo recto. El área del pasaje del tapón, igual a 100% del área del tubo. Totalmente abierta.	18
Valvula macho.—Tres vías. El área del pasaje igual a 80% del área del tubo (totalmente abierta).	44
	Flujo recto
	Flujo a 90°
	140
Codos normales. 90°	30
Codo normal. 45°	16
Codo radio largo. 90°	20
	Flujo recto
	Flujo a 90°
	20
Tee normal	60
	Flujo a 90°
	60
Retorno 180°	50

V.2.3. Distribución de aire (3).

El diámetro del cabezal se calculará en función del número de instrumentos que requieran suministro de aire. La caída de presión hasta el punto más remoto del sistema, debe estar dentro de los valores recomendados.

El diámetro de los cabezales secundarios se seleccionará en función del número de instrumentos conectados a ellos, de acuerdo a la siguiente tabla:

Diámetro de tubería, mm.	13	19	25	38	50
pulg.	1/2	3/4	1	1 1/2	2
Máximo de instrumentos que pueden conectarse.	4	10	25	80	150

V.2.4. Determinación de la cantidad de aire necesario.

Cuando diseñamos un sistema de suministro de aire, los requerimientos de aire del sistema deben ser cuidadosamente estimados, para que los accesorios, incluyendo compresores, filtros, reguladores de presión, y secadores, puedan ser del tamaño apropiado.

La determinación de la cantidad de aire necesario se hará de acuerdo, a los criterios de diseño generales sobre la capacidad de un sistema de generación de aire (III.2).

V.2.5. Determinación de la longitud de tubería.

La longitud de la tubería, es la distancia que existe desde el recipiente de aire comprimido, más la longitud equivalente de los accesorios que necesita la red de distribución, hasta el punto donde se utilizará.

En términos generales, para diseñar una tubería se requiere elaborar,

diagrama de flujo, plano de localización de equipo y los dibujos de cada equipo.

El diagrama de flujo del proceso, nos permite conocer la secuencia e interrelaciones entre los equipos. El plano de localización de equipo, contiene a escala la ubicación exacta del equipo dentro de la planta de proceso, además, los lugares disponibles para colocar la tubería, estos lugares son conocidos como soportes de tubería o "racks". El dibujo de cada equipo, nos dice las dimensiones de éste, pudiendo así determinarse la elevación que llevará la tubería.

En el siguiente capítulo, se mostrarán algunos ejemplos de los diagramas mencionados anteriormente.

V.3. Localización del equipo de generación del aire comprimido.

Compresor.

La elección del lugar apropiado para la construcción de la sala de compresores, dependerá en gran manera de la longitud y amplitud de la red de distribución.

En principio, se elegirá la parte más fría de la planta, con el objeto de tomar el aire a la más baja temperatura posible, y que la disipación del calor generado en la sala de compresores, sea favorecido por la baja temperatura. Esta disipación se aumenta con un ventilador (7).

Si es posible, la sala de compresores debe estar equidistante de los puntos de consumo de la fábrica, o situado teniendo en cuenta los mayores consumos que se originen, esto es con el objeto de evitar grandes diámetros de tubería de conducción, o altas pérdidas de presión, por el transporte del aire a grandes distancias.

En el caso de aire de instrumentos y plantas de proceso grandes, --

un sistema de pequeños compresores (paquetes de generación), para cada área de proceso, resulta generalmente más económico, que la instalación de un gran compresor para todas ellas (14).

La aspiración debe situarse en un lugar totalmente desprovisto de polvo y de cualquier otro contaminante.

Los compresores pequeños y los de tamaño mediano, suelen tomar el aire directamente de la sala de compresores; los de tamaño grande lo hacen por medio de un tubo de aspiración independiente, debiendo evitarse tuberías comunes, para varios compresores.

Postenfriador.

El postenfriador, se coloca inmediatamente después del compresor, es decir en la tubería de impulsión. En ocasiones, el enfriador de descarga forma parte integral del compresor (7).

Separador.

Debe montarse de 5 a 6 m., como mínimo de distancia del compresor, a fin de que se enfríe el aire, y condense la máxima cantidad de agua (7). Hay ocasiones que en líneas secundarias es aconsejable disponer un separador por línea, en este caso su ubicación dependerá de la instalación (8).

Acumulador de aire.

Están generalmente instalados junto al separador. En los casos donde no hay separador, se instala junto al enfriador de descarga. También, - podría instalarse cerca de grandes usuarios intermitentes o en el final del sistema de distribución (8).

Secadores.

Su localización apropiada, depende completamente de la distribución-

de la planta. Si sólo hay unos pocos de instrumentos y equipo neumático, o sólo uno de los dos, localizados en forma desparramada, y el sistema de aire principal de la planta es usado, pequeños secadores deben ser instalados en cada grupo de usuarios.

Si un compresor especial para instrumentos de aire es usado, el secador debería estar en el cuarto de compresores, preferiblemente en la corriente de salida del recipiente de almacenamiento (8).

V.4. Tubería.

La instalación de un sistema de distribución consta de tres tipos de tuberías: cabezal principal, cabezales secundarios, y tuberías de servicio, o también llamadas de alimentación.

Cabezal principal, es la línea que sale del depósito y conduce la totalidad del flujo de aire. Debe tener un margen de seguridad en cuanto a futuras ampliaciones.

Cabezal secundario, es la toma de aire del cabezal principal, ramificándose por las áreas de trabajo. El flujo de aire que transportan, será el correspondiente a la suma de los flujos parciales, que de ella se deriven. También es conveniente prever alguna futura ampliación, al calcular su diámetro.

Tuberías de servicio, son las que alimentan a los equipos neumáticos.

En aire de servicios, la tubería puede ser de: cobre, latón, acero fino, acero negro, acero galvanizado y plástico (17).

La elección del tipo de material depende de su resistencia a la corrosión, y su facilidad de instalación. Para casos de alta corrosión se usan tuberías de cobre o plástico (17).



Otro punto importante en el caso de aire de servicios, usado en herramientas neumáticas, es el tamaño apropiado de la manguera de aire, un tamaño inadecuado provoca grandes pérdidas de presión. Generalmente, el tamaño apropiado para una manguera de aire es, al menos, un tamaño más grande que la tubería que tiene la herramienta a la entrada del aire. ()

En la tabla V.4.A. y V.4.B., se presentan las especificaciones generales para cabezales principales y secundarios, así como, para líneas de alimentación (3).

V.4.1. Tendido de la red.

En una planta de proceso, las tuberías son distribuidas por medio de racks, de diferentes formas, dependiendo éstas del arreglo que se halla dado al equipo dentro de la planta. Las tuberías de aire comprimido, generalmente están situadas junto a las de flujo de productos, reactivos, vapor, gas inerte, etc.

El llevar la tubería de aire comprimido a través de racks, hace que el montaje sea aéreo, consiguiéndose con esto una mejor inspección, mantenimiento y facilita la eliminación de humedad (7).

En el tendido de la red, se eligen las distancias más cortas y procurando que las trayectorias sean lo más rectas posibles, por lo que, hay que evitar, siempre que sea posible, innecesarios cambios de dirección, codos, curvas, pizas en T, derivaciones y reducciones de sección (7).

En los casos donde el sistema de generación carece del sistema de secadores, la red debe tener un descenso, en el sentido de la corriente, de 1 al 2 %, para que fluya el condensado hacia los separadores de humedad (17).

En consideración a la presencia de condensados, las derivaciones para las tomas de aire se realizarán por la parte superior del tubo.

Ampliación de la red.

Una ampliación de la red de distribución de aire comprimido implica un aumento en el flujo, en el diámetro, y un aumento en la caída de presión. Si esta última no permanece dentro de los límites establecidos de caída de presión, provoca la no rentabilidad del sistema.

En las instalaciones nuevas, debe preverse una futura ampliación de la demanda por cuyo motivo, deben dimensionarse las tuberías generosamente.

Tubería del compresor.

Generalmente, cada fabricante de compresores indica en un plano de montaje e instalación, las dimensiones de la tubería, las que por ningún motivo deben variarse (7).

El conducto de impulsión debe montarse con pendiente en sentido del flujo del aire, para que el agua susceptible de condensarse no circule en dirección del compresor (7).

Tabla V.4.A. Materiales para alimentación de instrumentos desde los ca-
bezales o ramales (3).

Límites: presión - 7 Kg./cm.² (100 lb./pulg.²).

temperatura - 15.6 C. (60 F.).

Partida	Diámetro exterior pulgadas.	Descripción	Materiai.
Tubería			
flexible	1/4 a 1/2	Sin costura. Espesor de pared, 0.03 a - 0.035 pulgadas.	cobre suave recocido - ASTM B68 o - B75.
Válvula			
macho	1/4 a 1/2	Válvula de bloqueo	bronce o - latón.
Conexiones			
roscadas	1/4 a 1/2	Tipo compresión	bronce o - latón.

Significado de las abreviaturas que aparecen en la tabla V.4.B.

RSIS, vástago fijo, rosca interior (rising stem inside screw).

UB, bonete de unión roscada (union bonnet).

FF, cara plana - bridas (flat face).

OS & Y, yugo con rosca exterior (outside screw & yoke).

BB, bonete atornillado (bolted bonnet).

BC, tapa atornillada (bolted cap).

WOG, agua, aceite, y gas (water, oil and gas).

SP, presión de vapor (steam pressure).

IBBM, cuerpo de hierro con interiores de bronce (iron body bronze mounted).

NPT, rosca estandar para tubería (national pipe thread).

Tabla V.4.7. Materiales para cabezales principales y ramales.

Límites:

presión = 7 Kg./cm.² (100 lb./pulg.²)

temperatura = 15.6°C. (60°F.)

	Partida	Diámetro, pulg.	Descripción	Especificación.
Tubo	extremos	1/2 a 4	con costura, galvanizado cédula 40.	A53-Gr.B
	roscaos y copie triple	1/2 a 2	sin costura, galvanizado cédula 40 (ambos extremos roscaos).	A53-Gr.B
	roscaos compuerta (cuña sólida) globo (disco libre) retención (columpio)	1/2 a 2	150 # SP, NS18, UB " " 200 # tapa roscaos	E62 " "
Válvulas	bridadas compuerta (cuña sólida)	3 y 4	125 # USASI, FF, OS & Y, BB.	A 126 IBBM
	globo (disco libre)	3 y 4	125 # USASI, FF, OS & Y, BB.	"
	retención (columpio)	"	125 # USASI, FF, BC.	"
Bridas	roscaos	1/2 a 4	150 # USASI, FF	A 181 Gr.1
Conexiones	roscaos	"	300 # WOG fierro dúctil, galvanizadas, Uniones con asiento de bronce a fierro.	A 445 o A 47
Juntas		todos	asbesto comprimido de 1/16 de espesor.	D-1170
Tornillería		"	tornillos para maquinaria, cabeza cuadrada con tuercas hexagonales.	A 307 Gr.B o A 194 Gr.2H
Uniones	mantenimiento	1/2 a 2	tuercas unión	
	normal	3 a 4 1/2 a 4	brida coples	
Conexiones instrumentos	presión	3/4	N.P.T.	
	temperatura	1	"	

NO NIEGUES UN BENEFICIO AL QUE LO NECESITA, SIEMPRE
QUE EN TU PODER ESTE EL HACERLO.

VI. DIAGRAMA DE TUBERIA E INSTRUMENTACION.

El diseño de tuberías consume la mayor parte del total de tiempo, y esfuerzo de diseño y dibujo.

Los productos finales y tangibles de un diseño son los dibujos, lista de materiales y otros datos de construcción. El diseño de tuberías se comprende mejor, si consideramos la gran cantidad de dibujos requeridos, para el diseño y construcción de una planta de proceso, y como el diseñador de tuberías interviene en la preparación y usos de estos dibujos.

Diagrama de flujo. Es el primer dibujo producido en el diseño de una planta de proceso, y es la fuente principal de datos para todos los grupos de diseño, pero fundamentalmente, para tuberías. El diagrama de flujo es una representación del proceso tal como es concebido por el ingeniero químico.

Todo el equipo necesario y los flujos a través de las tuberías para obtener el producto deseado se muestra en el diagrama de flujo. Debido a que el objetivo principal de este diagrama es la claridad del equipo-mostrado, no está situado necesariamente en sus posiciones reales dentro de la planta.

Plano de localización. Muestra la ubicación del equipo principal dentro del área de proceso de que se trate, por lo que, se dan las coordenadas de los centros de línea del equipo y cimentaciones, trazado de estructuras, edificios, carreteras, zonas con pavimento y pasajes para-mantenimiento. En la elaboración de este dibujo el diseñador de tuberías es quién decide el espacio para el equipo y tuberías.

Incluidos en el plano de localización, hay listas del equipo princi-

pal situado en el dibujo, con las referencias necesarias para su mejor situación.

Planos de recipientes. Son utilizados para la fabricación del equipo, también son utilizados al diseñar la tubería para conocer la situación y orientación de las bocas de los recipientes. Esto permite, si es necesario modificar la posición del recipiente, con el fin de simplificar el trazado de tubería.

Diagramas típicos.

Los siguientes esquemas mostrados, son diagramas de flujo típicos de instalaciones de aire comprimido. Figuras, VI.1, VI.2, VI.3, VI.4.

Las figuras VI.5 y VI.6, nos muestran los planos de recipientes y la localización respectivamente. Este plano de localización, nos auxiliará para ejemplificar el método de cálculo para tubería de aire de instrumentos en esta planta de almacenamiento y manejo de etileno. El ejemplo se realizará en el siguiente capítulo (VII).

Diagrama de tubería e instrumentación (DTI).

Al elaborar un DTI, se indican esquemáticamente, equipo, tubería, válvulas, accesorios e instrumentos utilizados en cada línea.

El equipo y tubería llevan un número que facilitan su localización dentro de la planta. Cuando se trata de plantas grandes, es conveniente usar un sistema de numeración, que indique el área en que el equipo y tubería está instalado.

Ejemplo sobre equipo son los siguientes:

EA - 101,

EA, son las iniciales que identifican un cambiador de calor.

100, indica el área de la planta en que está localizado.

1, indica que es es el primer cambiador de calor en esa área.

GB - 102,

GB, iniciales que identifican un compresor.

100, indica el área en que está localizado.

2, indica que es el segundo compresor de esa área.

Para tuberías tenemos, por ejemplo:

4" R 208 A2A,

4", es el diámetro de la tubería en pulgadas.

R, indica el tipo de servicio en la planta.

208, es el número de la línea.

A2A, indica la especificación de la tubería.

En lo que respecta a la especificación de la tubería, su significado es el siguiente:

A, indica el rango de presión y temperatura de las bridas.

2, servicio, cédula y empaque.

A, material base de la tubería y rangos permisibles de corrosión.

Para el caso de aire de planta e instrumentos, las especificaciones se dan en las tablas V.4A y V.4B. Las iniciales para indicar el servicio con aire de instrumentos y de planta son: AI y ADP, respectivamente. Instrumentación.

La numeración de los instrumentos, se hace progresiva a partir de un número predeterminado en el sentido del flujo, y en orden numérico de los dibujos.

Una vez elaborados los trazos del DTI, se procede al cálculo del diámetro y selección del material de la tubería.

La figura VI.7, representa un DTI parcial de la planta de almacena -

miento de etileno y, la figura VI.8, representa un DTI general del equipo generador de aire comprimido.

Notación de la figura VI.8.


PI = Indicador de presión.


TI = Indicador de temperatura.


HI = Indicador de humedad.

T = Trampa.

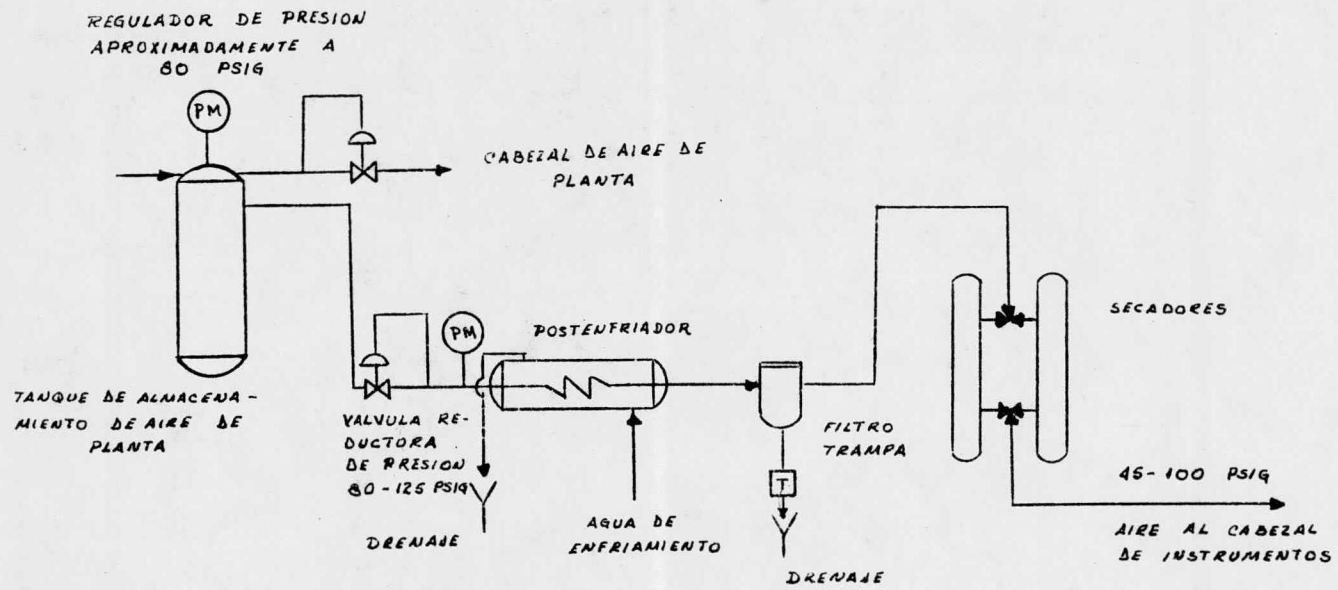
 Válvula de compuerta.

 Filtro.

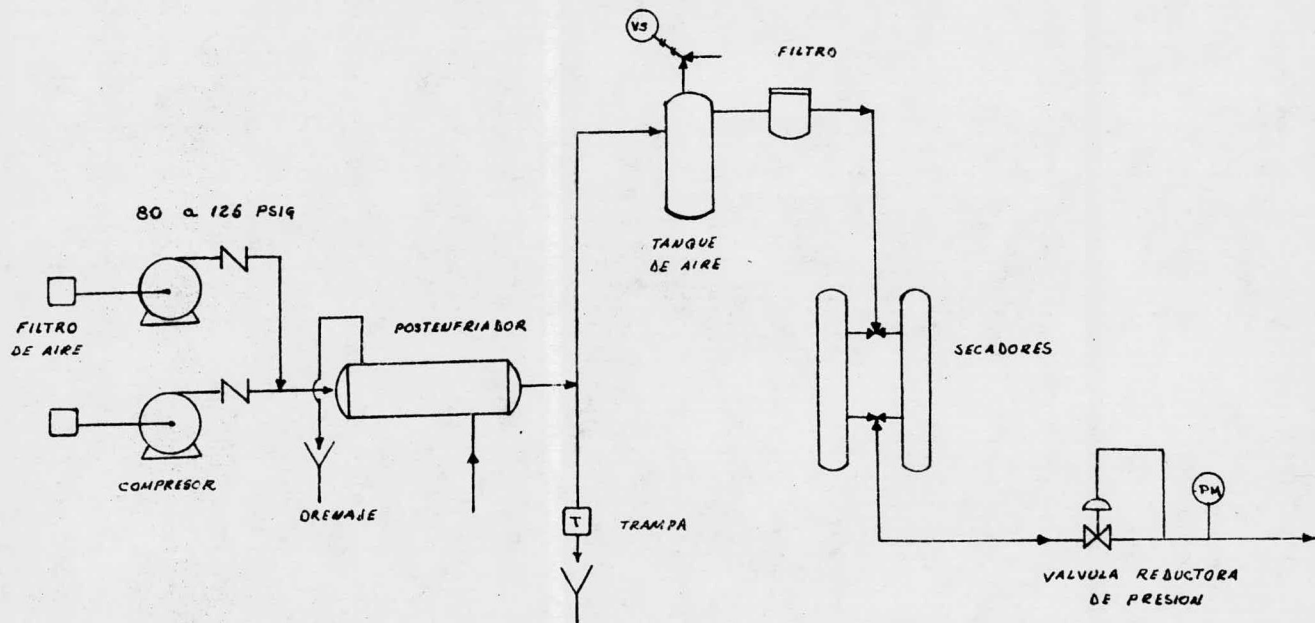
 Válvula de cuatro vías.

 Drenaje.

VS = Válvula de seguridad.

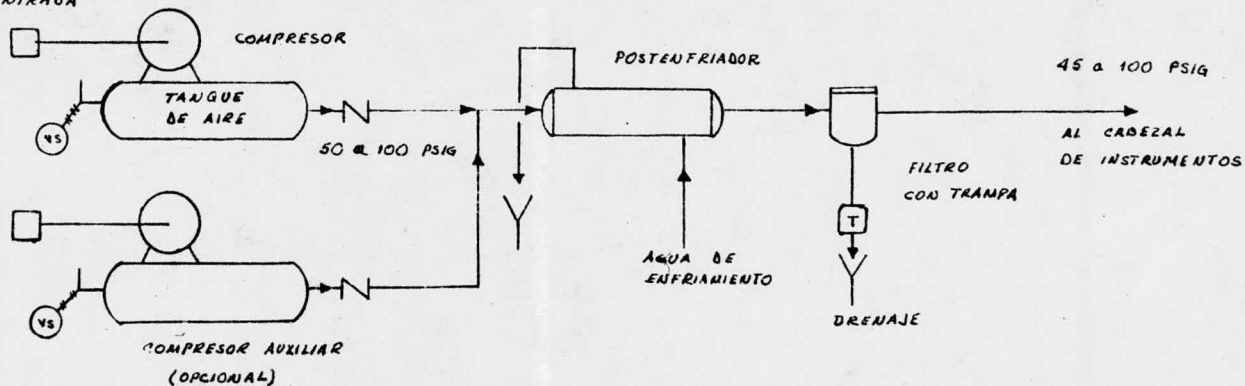


FACULTAD DE QUIMICA U.A.M.		
INSTALACION MAYOR USANDO AIRE DE PLANTA.		
TESIS PROFESIONAL	ESCALA: SIN	FECHA:
NOMBRE: DANIEL GIL LOPEZ		DIA: 06. VI.1

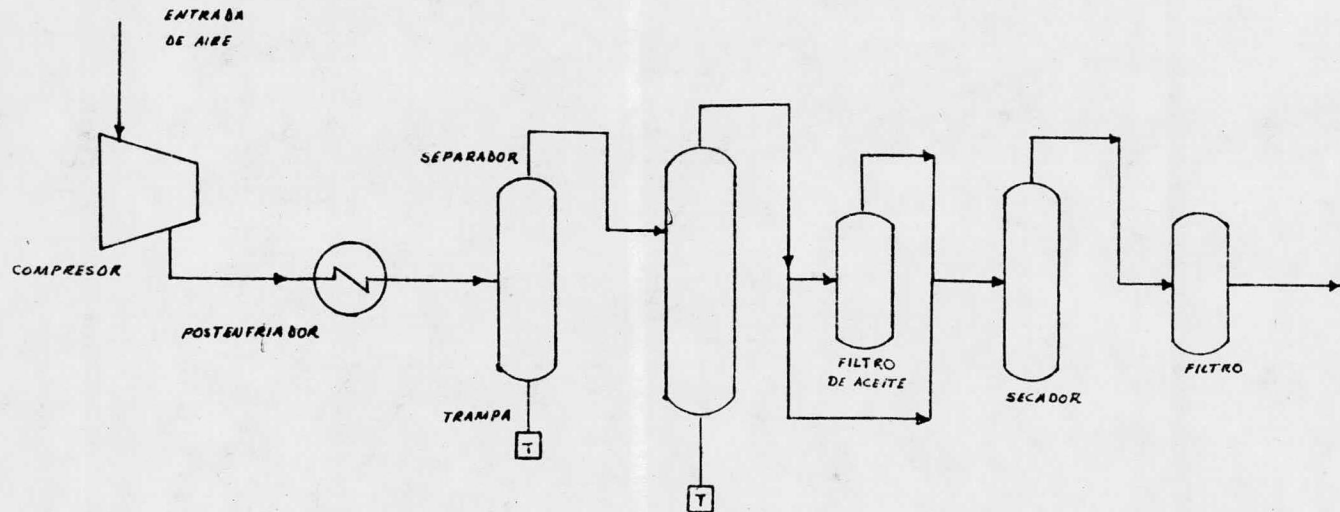


FACULTAD DE QUIMICA U.N.A.M.		
INSTALACION MAYOR CON TOMA ATMOSFERICA		
TESIS PROFESIONAL	ESCALA: SIN	FECHA:
NOMBRE:		DIB. No.
DANIEL GIL LOPEZ		VI.2.

FILTRO DE
ENTRADA



FACULTAD DE QUIMICA		U.N.A.M.	
INSTALACION TIPICA PEQUEÑA			
TESIS PROFESIONAL	ESCALA: SIN	FECHA:	
NOMBRE: DANIEL GIL LOPEZ		DIB. N.º. VI.3	



FACULTAD DE QUIMICA		U.N.A.M.
DIAGRAMA GENERAL DE FLUJO DE UNA INSTALACION DE AIRE COMPRIMIDO		
TESIS PROFESIONAL	ESCALA: SIN	FECHA:
NOMBRE:		DIB. No.:
DANIEL GIL LOPEZ		VI. 4.

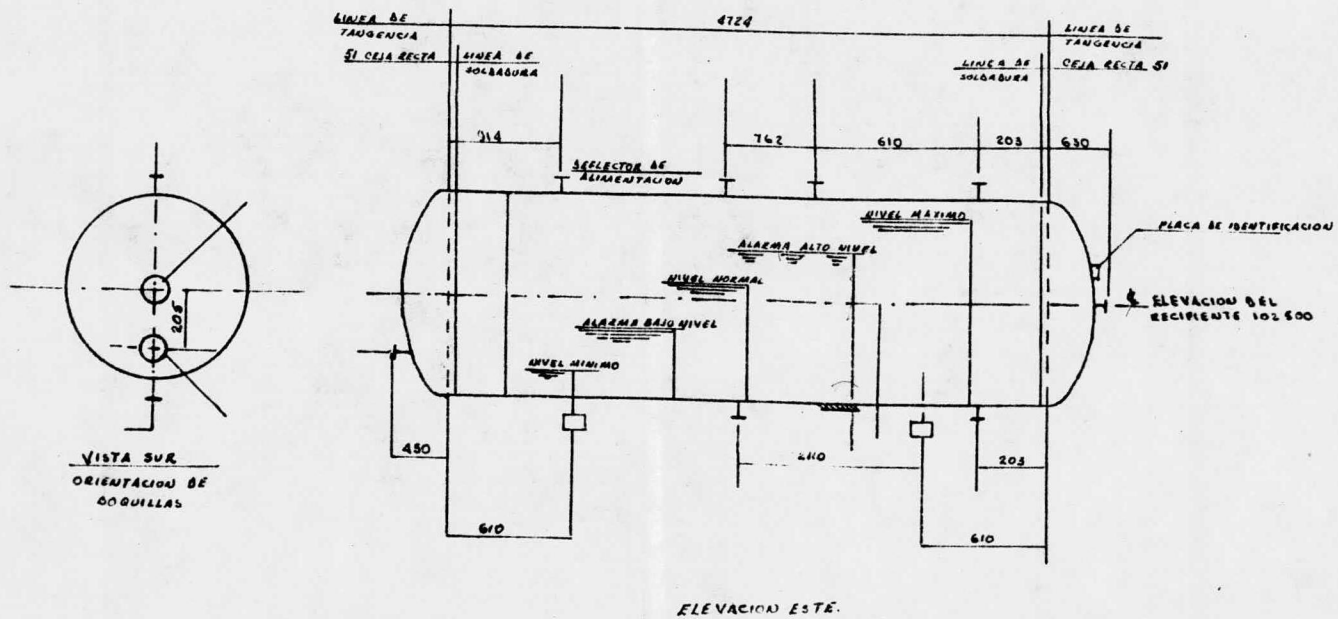
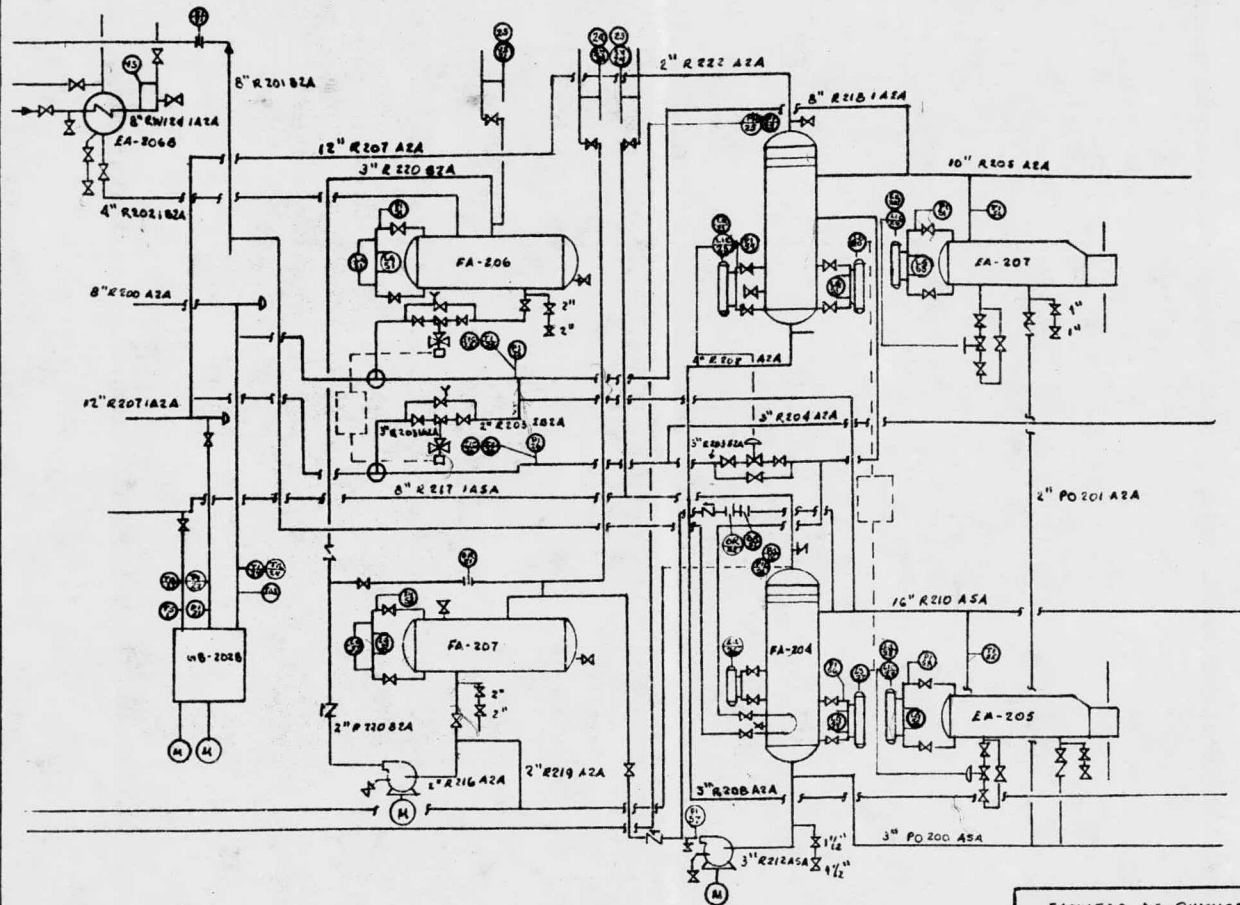
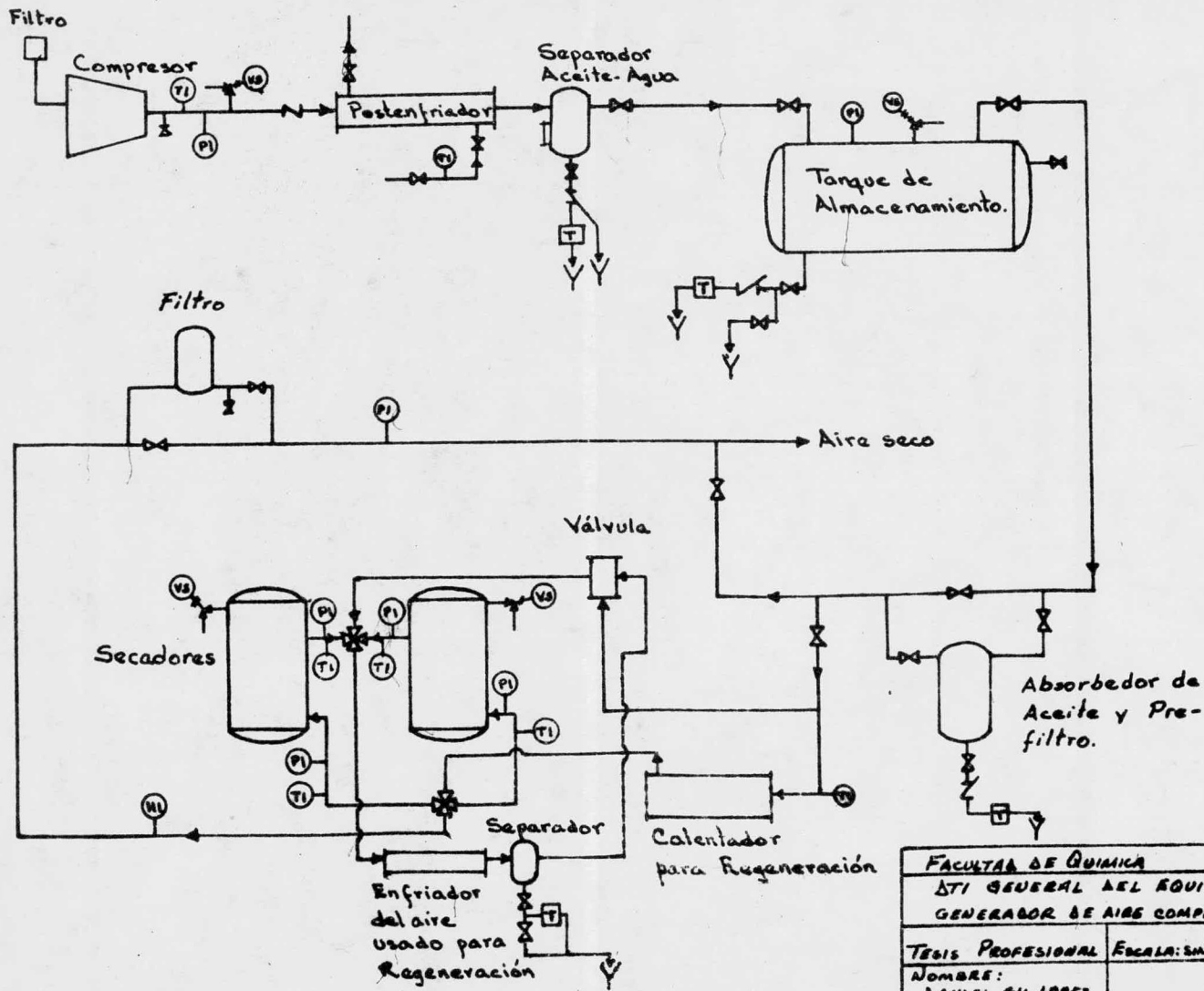


FIGURA VI.5.



FACULTAD DE QUIMICA		U.N.A.M.
DTI PARCIAL DE LA PLANTA DE ALMACENAMIENTO DE ETILENO.		
TESIS PROFESIONAL	ESCALA: SIN	FECHA:
NOMBRE:		DIB. No..
DANIEL GIL LOPEZ		VI.7.



FACULTAD DE QUIMICA UNAM.	
DTI GENERAL DEL EQUIPO	
GENERADOR DE AIRE COMPRIMIDO	
TESIS PROFESIONAL	FECHA: SIN
NOMBRE:	LIB. NO.
DANIEL GIL LOPEZ	VI. B

UN AMIGO FIEL VALE TANTO, QUE SU VALOR
ES INCALCULABLE.

VII. EJEMPLO DEL METODO DE CALCULO DE UNA INSTALACION DE AIRE DE INSTRUMENTOS.

Dentro de la instrumentación los elementos de tipo neumático pueden ser:

- a). Transmisor: flujo, presión, temperatura, y nivel.
- b). Control: flujo, presión, temperatura, y nivel.
- c). Receptores: indicadores, y registradores.

VII.1 Determinación del consumo total de aire de instrumentos de la planta de almacenamiento de etileno.

Se excluirá de este cálculo, el sistema de control del equipo generador de aire de instrumentos y de planta, considerandose este control como eléctrico.

A partir del diagrama de tubería e instrumentación de la planta, los instrumentos neumáticos por áreas son:

- a). Area del sistema de refrigeración con propano.
 - 4 indicadores y controladores de presión,
 - 1 registrador de presión,
 - 2 controladores de presión,
 - 1 registrador de flujo,
 - 1 registrador e indicador de flujo,
 - 2 controladores de temperatura,
 - 2 indicadores y controladores de temperatura,
 - 5 indicadores y controladores de nivel.
- b). Area de refrigeración de etileno.
 - 6 indicadores y controladores de presión,
 - 2 controladores de presión,
 - 4 indicadores y controladores de nivel
 - 2 indicadores y controladores de temperatura.
- c). Area de almacenamiento de etileno.

5 controladores de presión,
 1 controlador y registrador de presión
 2 registradores de temperatura,
 1 registrador de flujo,
 1 controlador de presión de vapor.

d). Almacenamiento y suministro de agua.
 1 registrador de flujo,
 1 registrador de bajo vapor.

e). Almacenamiento de diesel y nitrógeno.
 2 controladores de presión,
 1 controlador e indicador de temperatura,
 1 registrador de temperatura de vapor,
 1 registrador de bajo vapor,
 1 registrador de presión del vapor.

Consumo de instrumentos a 20°C., y 1 Kg./cm², utilizando el criterio general de capacidad dado en el capítulo III, tenemos:

29 instrumentos con consumo de 0.8 m³/h.

21 posicionadores de válvula (8) de 0.8 x 2 = 1.6 m³/h.

$$29 \times 0.8 \text{ m}^3/\text{h.} = 23.2 \text{ m}^3/\text{h.}$$

$$21 \times 1.6 \text{ m}^3/\text{h.} = 33.6 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Total del consumo de instrumentos = 23.2 + 33.6 = 56.8 m³/h.

Considerando 10 % por fugas y futura instrumentación.

$$56.8 \times 0.1 = 5.68 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Considerando un secador del tipo II, con tiempo de regeneración de 5 min. (IV.11.1.), tenemos:

consumo de aire seco para regenerar el secador =

$$(56.8 + 5.68) \text{ m}^3/\text{h.} \frac{5 \text{ min.}}{60 \text{ min.}} = 5.2 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Flujo total succionado por el compresor = $62.48 + 5.2 = 67.68 \text{ m}^3/\text{h}$.

Las condiciones atmosféricas de Tuxpan, Ver., a las que se efectúan los cálculos son: 25°C y 1 atmósfera.

VII.2. Diseño del compresor.

Se utilizará el método "N", descrito en IV.4.1.

A partir de tablas psicométricas, a 25°C y una atmósfera, la humedad de saturación W_s , es igual a la humedad absoluta W , para aire saturado, es igual a:

$$0.02 \frac{\text{lb. de agua}}{\text{lb. de aire seco}}$$

El flujo volumétrico a 0°C y 1 atmósfera es:

$$67.68 \text{ m}^3/\text{h} \cdot (35.31446 \text{ pies}^3/\text{m}^3) \frac{1 \text{ h.}}{60 \text{ min.}} = 39.834 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$39.834 \frac{0.995}{0.995} \frac{(0 + 273)^\circ\text{K}}{(20 + 273)^\circ\text{K}} = 37.115 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$Z_0 = Z_1 = 0.995$, evaluado posteriormente en el punto 1.

Cantidad de masa alimentada al compresor

$$37.115 \frac{\text{lb. mol}}{359 \text{ pies}^3} \cdot \frac{28.97 \text{ lb.}}{\text{lb. mol}} = 2.995 \text{ lb./min. de aire seco.}$$

$$0.02 \frac{\text{lb. de agua}}{\text{lb. aire seco}} (2.995 \text{ lb./min.}) \text{ aire seco} = 0.0599 \text{ lb./min. de -}$$

agua.

$$\frac{2.995 \text{ lb./min.}}{28.97 \text{ lb./lb. mol}} = 0.103 \text{ lb. mol/min. de aire seco.}$$

$$\frac{0.0599 \text{ lb./min.}}{18 \text{ lb./lb. mol}} = 0.0033 \text{ lb. mol/min. de agua.}$$

Propiedades de la mezcla aire - vapor de agua.

$$\% \text{ mol de aire seco} = \frac{0.103}{0.103 + 0.0033} (100) = 96.9$$

$$\% \text{ mol de agua} = 100 - 96.9 = 3.1$$

Peso molecular aparente de la mezcla.

$$0.969 (28.97) + 0.031 (18) = 28.63$$

Propiedades (pag. 71, referencia 5)

$$\text{Aire seco: } T_c = 239 \text{ R ; } P_c = 547 \text{ psia ; } M_{Cp} = 6.95$$

$$\text{Vapor de agua: } T_c = 1166 \text{ R ; } P_c = 3208 \text{ psia ; } M_{Cp} = 8$$

$$T_c \text{ de la mezcla} = 0.969 (239) + 0.031 (1166) = 267.74 \text{ R.}$$

$$P_c \text{ de la mezcla} = 0.969 (547) + 0.031 (3208) = 629.45 \text{ psia.}$$

$$M_{Cp} \text{ de la mezcla} = 0.969 (6.95) + 0.031 (8) = 6.983$$

$$k \text{ de la mezcla} = \frac{M_{Cp} \text{ mezcla}}{M_{Cp} \text{ mezcla} - 1.99} = \frac{6.983}{6.983 - 1.99} = 1.167$$

1). Flujo volumétrico a condiciones de succión, Q_1

$$Pr_1 = \frac{P_1}{P_c} = \frac{14.7 \text{ psia}}{629.45 \text{ psia}} = 0.0233$$

$$Tr_1 = \frac{T_1}{T_c} = \frac{(77 \quad 460) \text{ R}}{267.74 \text{ R}} = 2.01$$

$$Z_1 = 0.995, \text{ (carta 1, página 72, referencia 5).}$$

$$Q_1 = v_1(w)$$

$$v_1 = \frac{Z_1 R T_1}{144 P_1} = \frac{(0.995) 1544 \frac{\text{pie-lbf.}}{\text{lb.mol}^\circ\text{R.}} (537)^\circ\text{R}}{(144) 14.7 \frac{\text{lbf.}}{\text{pulg.}^2} (28.63) \text{ lb. mol}} = 13.612 \text{ pies}^3/\text{lb.}$$

$$w = 2.995 + 0.0599 = 3.055 \text{ lb. mezcla/min.}$$

$$Q_1 = 13.612 \text{ pies}^3/\text{lb.} (3.055 \text{ lb./min.}) = 41.584 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

2). Aproximación de la temperatura de descarga T_2 , para evaluar Z_2 .

$$\text{Relación de compresión } (r) = \frac{P_2}{P_1} = \frac{114.7 \text{ psia}}{14.7 \text{ psia}} = 7.8$$

Usando la carta 2, página 72, (5), obtenemos:

$$k = 1.167$$

$$E_p = 0.77 \text{ (dato del fabricante).}$$

$$X = 0.34$$

$$E_{ad.} = 0.74$$

$$T_2 = \frac{X}{E_{ad.}} (T_1) + T_1 = \frac{0.34}{0.74} (537^\circ\text{R}) + 537^\circ\text{R.} = 783.73^\circ\text{R.} = 323.73^\circ\text{F.}$$

$$Pr_2 = \frac{P_2}{P_c} = \frac{114.7 \text{ psia}}{629.45 \text{ psia}} = 0.182$$

$$Tr_2 = \frac{T_2}{T_c} = \frac{783.73^\circ\text{R.}}{267.74^\circ\text{R.}} = 2.93$$

$$Z_2 = 1 \text{ (carta 1, página 72, 5).}$$

3). Evaluación de Z promedio.

$$Z_{\text{prom.}} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} = \frac{1 + 0.995}{2} = 0.9975$$

4). Cálculo de la cabeza politrópica, H_p .

$$H_p = \frac{Z_{\text{prom.}}}{n} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k E_p} = \frac{1.167-1}{1.167(0.77)} = 0.186$$

$$H_p = \frac{0.9975(1544)537}{0.186(28.63)} \left[\left(\frac{114.7}{14.7} \right)^{0.186} - 1 \right] = 72283 \text{ pie-lbf.}$$

5). Potencia.

Potencia = potencia de trabajo + pérdidas de potencia.

$$\begin{aligned} \text{Potencia de trabajo} &= \frac{w(H_p)}{E_p(33000)} \\ &= \frac{3.055 \text{ lb./min.}(72283 \text{ pie-lbf.})}{(0.77)33000} = 8.69 \text{ HP} \end{aligned}$$

33000, es el factor para obtener HP.

Para una pérdida del 2 % (dato del fabricante), la potencia perdida será:

$$8.69(0.02) = 0.1738 \text{ HP}$$

$$\text{Potencia} = 8.69 + 0.1738 = 8.86 \text{ HP}$$

6). Temperatura real de descarga, t_2 .

$$t_2 = \frac{H_p}{Z_{\text{prom.}} R \left(\frac{k}{k-1} \right) E_p} + t_1 = \frac{72283}{0.9975(1544)1.167(0.77)28.63(1.167-1)} + 77^\circ\text{F.} = 327^\circ\text{F.}$$

7). Flujo de descarga.

$$Q_2 = \frac{Q_1 P_1 T_2 Z_2}{P_2 T_1 Z_1} = \frac{41.584 \text{ pies}^3/\text{min.}(14.7 \text{ psia})786.7^\circ\text{R.}(1)}{114.7 \text{ psia}(537^\circ\text{R.})0.995} = 7.846 \frac{\text{pies}^3}{\text{min.}}$$

Accionador.

Debido a que el compresor es pequeño, lo mejor es accionarlo con un motor, ya que es más eficiente que una turbina para este caso.

La potencia del motor será, la potencia que requiera el compresor, - más un porcentaje de la misma por las pérdidas producidas.

VII.3. Postenfriador.

En el diseño de este tipo de cambiadores de calor, se utiliza el método de condensación de un vapor en un gas no condensable.

Las condiciones de salida del flujo de aire del compresor, son las - mismas de entrada al postenfriador.

$$T_1 = 327^\circ\text{F.}$$

$$P_1 = 114.7 \text{ psia.}$$

La humedad de saturación a estas condiciones.

$$w_s = 0.625 \frac{P_a}{P - P_a}$$

P_a , presión de vapor del agua a 114.7 psia y 327°F = 102.43 psia.

P , presión del sistema = 114.7 psia.

$$w_s = 0.625 \frac{102.43}{114.7 - 102.43} = 5.217 \frac{\text{lb. agua}}{\text{lb. aire.}}$$

Humedad relativa a la entrada del compresor.

$$w_r = \frac{w}{w_s} = \frac{0.02}{5.217} 100 = 0.383 \%$$

El valor obtenido de humedad relativa w_r , indica un contenido de humedad muy bajo.

Punto de rocío.

$$W = 0.625 \frac{P_a}{114.7 - P_a} = 0.02$$

resolviendo la ecuación tenemos $P_a = 3.555$ psia., a esta presión corresponde un punto de rocío de 147°F .

Balance de agua que condensará dentro del postenfriador al pasar de 147°F hasta, 95°F (35°C), donde ésta última, es la temperatura fijada para que salga el flujo de aire.

$$\begin{aligned} \text{a). lb. mol de agua alimentada} &= 0.0033 \frac{\text{lb. mol}}{\text{min.}} \cdot 60 \frac{\text{min.}}{\text{h.}} \\ &= 0.198 \frac{\text{lb. mol}}{\text{h.}} \end{aligned}$$

b). Libras mol de agua a la salida.

$$P_a \text{ a } 95^\circ\text{F} = 0.842 \text{ psia.}$$

$$\text{Presión del aire seco} = 114.7 - 0.842 - 2 = 111.86 \text{ psia}$$

donde 2, es la caída de presión permisible a través del postenfriador - (15).

$$0.103 \frac{\text{lb. mol A.S.}}{\text{min.}} (60 \text{ min./h.}) \frac{0.842 \text{ psia}}{111.86 \text{ psia.}} = 0.0465 \frac{\text{lb. mol de agua}}{\text{h.}}$$

$$\begin{aligned} \text{vapor de agua condensado} &= 0.198 - 0.0465 = 0.1515 \frac{\text{lb. mol agua}}{\text{h.}} \\ &= 2.72 \frac{\text{lb. agua}}{\text{h.}} \end{aligned}$$

La cantidad de agua condensada es muy pequeña, por lo que, el postenfriador no es necesario. Esto concuerda con el segundo criterio de diseño dado para compresores de instrumentos.

VII.4. Diseño del separador.

Debido a que el flujo es pequeño, se diseñará un separador vertical-

(IV.8).

1). Factor de separación, F_s .

$$W_l = 0.0599 \text{ lb. agua/min.}$$

$$W_v = 2.995 \text{ lb. aire seco/min.}$$

$$d_l = 56.377 \text{ lb./pie}^3, \text{ a } 327^\circ\text{F.}$$

$$d_v = 0.574 \text{ lb./pie}^3, \text{ a } 327^\circ\text{F.}$$

$$F_s = \frac{W_l}{W_v} \left[\frac{d_v}{d_l} \right]^{1/2} = \frac{0.0599}{2.995} \left[\frac{0.574}{56.377} \right]^{1/2} = 0.002$$

2). De la figura en IV.8.1., extrapolando, $K_v = 0.105$.

$$(V_v)_{\text{máx.}} = K_v \left[\frac{d_l - d_v}{d_v} \right]^{1/2} = 0.105 \left[\frac{56.377 - 0.574}{0.574} \right]^{1/2} = 1.035 \text{ pie/s.}$$

3). Area mínima.

$$Q_v = 7.846 \text{ pie}^3/\text{min.} (0.969) \frac{1 \text{ min.}}{60 \text{ s.}} = 0.1209 \text{ pie}^3/\text{s., aire seco.}$$

$$A_{\text{mín.}} = \frac{Q_v}{(V_v)_{\text{máx.}}} = \frac{0.1209 \text{ pie}^3/\text{s.}}{1.035 \text{ pie/s.}} = 0.1168 \text{ pie}^2$$

4). Diámetro.

$$D_{\text{mín.}} = \left[\frac{4 A_{\text{mín.}}}{3.1416} \right]^{1/2} = \left[\frac{4 \times 0.1168}{3.1416} \right]^{1/2} = 0.3856 \text{ pies.}$$

$$D = D_{\text{mín.}} + 6 \text{ pulgadas} = 0.3856 \text{ pies} + 0.5 \text{ pies} = 0.8856 \text{ pies.}$$

5). $d_{\text{mez.}} = 0.574 (0.969) + 0.031 (56.377) = 2.304 \text{ lb./pie}^3$.

$$V_{\text{máx.}} = \frac{100}{(2.304)^{1/2}} = 65.88 \text{ pie/s.}$$

$$V_{\text{mín.}} = \frac{60}{(2.304)^{1/2}} = 39.53 \text{ pie/s.}$$

6). Utilizando la tabla IV.2, (IV.8).

Considerando un buen control de operación.	= 2
Por alimentación a/o almacenamiento.	= 1.25
Factor total.	= 3.25

Utilizando la tabla IV.1, (IV.8).

Tiempo para localizar e identificar la falla.	= 1.5 min.
Tiempo requerido por un operador en corregir la falla.	= 4.0 "
Tiempo para llenar el recipiente.	= 1.0 "
Tiempo total.	= 6.5 "

$$\text{Volumen} = \frac{3.25 (3.055 \text{ lb./min.}) (6.5 \text{ min.}) 0.031}{2.304 \text{ lb./pie}^3} = 0.868 \text{ pies}^3$$

$$H_1 = L = \frac{4 V}{3.1416 D^2} = \frac{4 (0.868 \text{ pies}^3)}{3.1416 (0.8856 \text{ pie})^2} = 1.409 \text{ pies.}$$

$$3 \leq \frac{H_1 + H_v}{D} \leq 5$$

$$H_v = 3D - H_1 = 3(0.8856) - 1.26 = 1.397 \text{ pies.}$$

$$L/D = \frac{1.26}{0.8856} = 1.4227 \leq 5$$

La eficiencia de separación es generalmente del 98 a 99 %. En la referencia (9), figura 4-12, muestra estas eficiencias.

Para una eficiencia del 98 %, la humedad arrastrada por el aire será:

$$0.0599 \text{ lb./min.} (0.02) = 0.00112 \text{ lb./min.}$$

La caída de presión a través del separador será despreciable (IV.8.3).

VII.5. Selección del depósito de aire.

El depósito, se seleccionará en capacidad de acuerdo con (IV.10).

$$\text{Capacidad} = \frac{3.055 \text{ lb./min. (10 min.)}}{2.304 \text{ lb./pie}^3} = 13.26 \text{ pies}^3.$$

A partir de los datos de la tabla IV.10, el recipiente que más se aproxima es de 19 pies³, con diámetro de 24 pulgadas, y una longitud de 6 pies.

VII.6. Diseño del secador.

Partiendo de que el aire que llega al secador, contiene la misma humedad que tenía al salir del separador, tenemos:

$$0.00112 \frac{\text{lb. agua}}{\text{min.}} (\text{lb. mol}/18 \text{ lb.}) = 0.000062 \frac{\text{lb. mol agua}}{\text{min.}}$$

y, 0.103 lb. mol/min. de aire seco.

Debido a que la proporción en moles es dominante por el aire seco, se pueden considerar las propiedades de éste, sin error apreciable.

$$1). \text{ Flujo de entrada al secador} = \frac{(2.995 + 0.00102) \text{ lb./min.}}{0.574 \text{ pie}^3/\text{lb.}} = 5.219 \text{ lb./pie}^3$$

$$d_v = 0.574 \text{ lb./pie}^3 (327^\circ\text{F.}).$$

$$2). \text{ Tiempo de secado} = 4 \text{ horas} = 240 \text{ min. (IV.11.1).}$$

$$\text{lb. de agua por adsorber} = 0.00112 \text{ lb./min. (240 min.)} = 0.2688$$

3). Cantidad de sustancia desecante.

$$\text{Capacidad de adsorción de alúmina activada} = 0.22 \frac{\text{lb. agua.}}{\text{lb. sólido seco}}$$

$$\text{lb. sustancia desecante} = \frac{0.2688 \text{ lb. agua.}}{0.22 \frac{\text{lb. agua}}{\text{lb. s. s.}}} = 1.222$$

$$\text{Agregando 10 \% por seguridad} = 1.222 (0.1) = 0.1222 \text{ lb.}$$

$$\text{Total de sustancia desecante} = 1.222 + 0.1222 = 1.3442$$

Para lograr la menor caída de presión, el secador debe tener una L/D, de 1.5 a 2.

$$D = \frac{L}{1.5}$$

$$V = \frac{3.1416 D^3}{4} = \frac{3.1416 L^3}{4 (1.5)^3}$$

$$V = \frac{1.3442 \text{ lb.}}{50 \text{ lb./pie}^3} = 0.0268 \text{ pies}^3$$

$$L = \left[\frac{4 V (3.375)}{3.1416} \right]^{1/3} = \left[\frac{4(0.0268) 3.375}{3.1416} \right]^{1/3} = 0.4865 \text{ pies.}$$

$$\text{densidad de la alúmina} = 50 \text{ lb./pie}^3.$$

$$D = \frac{L}{1.5} = \frac{0.4865 \text{ pies}}{1.5} = 0.324 \text{ pies.}$$

VII.7. Diseño del Cabezal Principal y Cabezales Secundarios.

$$\text{Presión manométrica} = 100 \text{ lb./pulg}^2$$

$$\text{Tensión admisible del acero al carbón} = 60\,000 \text{ lb./pulg}^2$$

$$\text{Número de cédula} = \frac{1000 \times 100 \text{ lb./pulg}^2}{60\,000 \frac{\text{lb.}}{\text{pulg}^2}} = 1.66$$

La caída de presión permisible será de 0.5 % por 100 pies de tubería (30.48 m.) (V.2.2.).

Se utilizará el método IIIa., y la figura V.2D.

$$\text{Flujo a } 60^{\circ}\text{F} = \frac{Z_1 T_2 V_1}{Z_2 T_1} = \frac{0.995 (787 \text{ R})}{1 (520 \text{ R})} V_1 = 1.505 V_1$$

$$Z_1 = 0.995$$

$$Z_2 = 1$$

$$T_1 = 60^{\circ}\text{F} = 520^{\circ}\text{R.}$$

$$T_2 = 327^{\circ}\text{F} = 787^{\circ}\text{R.}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_a &= \Delta P_t \left[\frac{100 + 14.7}{100 + 14.7} \right] \left[\frac{460 + t}{520} \right] = \Delta P_t \left[\frac{100 + 14.7}{100 + 14.7} \right] \left[\frac{460 + t}{520} \right] \\ &= 1.513 \Delta P_t \text{ lb./pulg.}^2 \end{aligned}$$

Cabezal principal.

$$\text{Distancia A - G} = 54.6 \text{ m.}$$

$$\text{Flujo a } 60^{\circ}\text{F} = 1.505 (5.2177 \text{ pie}^3/\text{min.}) = 7.8526 \text{ pie}^3/\text{min.}$$

$$\Delta P_t = 100 \text{ lb./pulg.}^2 (0.005) \frac{54.6 \text{ m.}}{30.48 \text{ m.}} = 0.895 \text{ lb./pulg.}^2$$

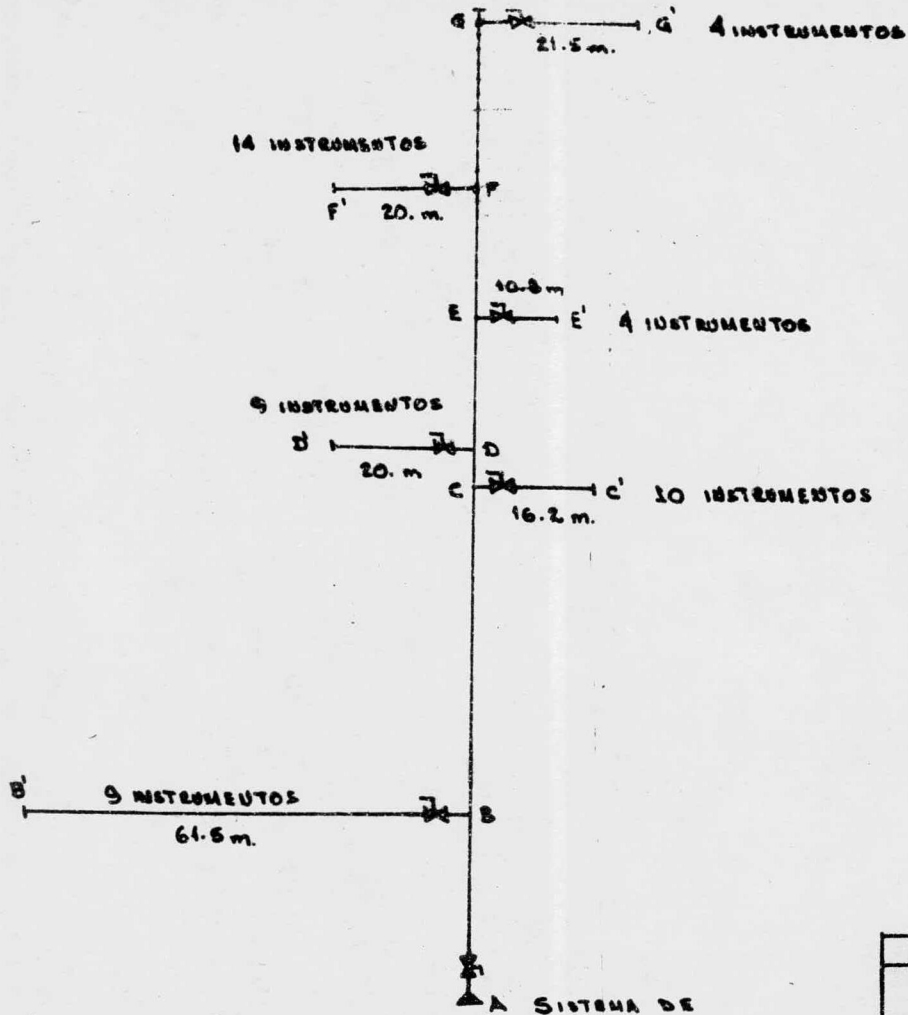
$$\Delta P_a = 1.513 (0.895 \text{ lb./pulg.}^2) = 1.35 \text{ lb./pulg.}^2$$

Al usar la tabla V.2D., se utiliza el valor próximo inferior en caída de presión y, próximo superior en flujo.

$$\text{Para } 8.971 \text{ pie}^3/\text{min.}; \Delta P_a = 1.10 \text{ lb./pulg.}^2; D = 1 \text{ pulg.}$$

$$\text{Para una válvula macho completamente abierta } L/D = 18$$

$$L_v = 18 D = 18 (1 \text{ pulg.}) = 18 \text{ pulg.} = 1.5 \text{ pies.}$$



FACULTAD DE QUIMICA UNAM		
DIAGRAMA DE TUBERIA.		
TESIS. PROFESIONAL	ESCALA: 2/30	FECHA:
NOMBRE DANIEL GIL LOPEZ		

$$\Delta P_t = 100 \text{ lb./pulg.}^2 (0.005) \frac{1.5 \text{ pies}}{100 \text{ pies}} = 0.0075 \text{ lb./pulg.}^2$$

$$\Delta P_a \text{ en la válvula} = 1.513 (0.0075 \text{ lb./pulg.}^2) = 0.01135 \text{ lb./pulg.}^2$$

$$\Delta P_a \text{ total} = 1.10 + 0.01135 = 1.1113 \text{ lb./pulg.}^2$$

Como $1.35 > 1.1113$, el diseño es aceptable.

Cabezales Secundarios.

$$\text{Consumo promedio por instrumento} = \frac{7.9526 \text{ pies}^3/\text{min.}}{50 \text{ instrumentos.}} = 0.157 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Distancia B - B' - 61.5 m.

$$\text{Flujo} = 9 \text{ instrumentos} (0.157 \text{ pies}^3/\text{min.}) = 1.413 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\begin{aligned} \text{Caída de presión de A - B} &= 100 \text{ lb./pulg.}^2 (0.005) \frac{10.3 \text{ m.}}{30.48 \text{ m.}} + 0.01135 \\ &= 0.1803 \text{ lb./pulg.}^2 \end{aligned}$$

$$\Delta P_t \text{ de B - B'} = (100 - 0.1803) \text{ lb./pulg.}^2 (0.005) \frac{61.5 \text{ m.}}{30.48 \text{ m.}} = 1.0 \frac{\text{lb.}}{\text{pulg.}^2}$$

$$\Delta P_a = 1.513 (1 \text{ lb./pulg.}^2) = 1.513 \text{ lb./pulg.}^2$$

De V.2D., para $1.922 \text{ pies}^3/\text{min.}$, $\Delta P_a = 0.834 \text{ lb./pulg.}^2$, $D = 1/2$ - pulgada.

Caída de presión a través de la válvula y la T.

$$L_v = 18 D = 18 (0.5 \text{ pulg.}) = 9 \text{ pulg.} = 0.75 \text{ pies.}$$

$$L_T = 20 D = 20 (0.5 \text{ pulg.}) = 10 \text{ pulg.} = 0.833 \text{ pies.}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_a &= 1.513 (100 - 0.1803) \text{ lb./pulg.}^2 (0.005) \frac{(0.75 + 0.833) \text{ pies}}{100 \text{ pies}} = \\ &= 0.01195 \text{ lb./pulg.}^2 \end{aligned}$$

$$\Delta P_a \text{ total} = 0.01195 + 0.834 = 0.846 \text{ lb./pulg.}^2$$

Donde, $1.513 > 0.846$, por tanto, el diseño es aceptable.

Distancia C - C' = 16.2 m.

Flujo = 10 instrumentos (0.157 pies³/min.) = 1.57 pies³/min.

Caída de presión de A - C. = 100 lb./pulg.² (0.005) $\frac{28.3 \text{ m.}}{30.48 \text{ m.}}$ + 0.01135 =
 = 0.4756 lb./pulg.²

ΔP_t de C - C' = (100 - 0.4756) lb./pulg.² (0.005) $\frac{16.2 \text{ m.}}{30.48 \text{ m.}}$
 = 0.2644 lb./pulg.²

$\Delta P_a = 1.513 (0.2644 \text{ lb./pulg.}^2) = 0.4 \text{ lb./pulg.}^2$

De V.2D., para 1.922 pies³/min., $\Delta P_a = 0.201 \text{ lb./pulg.}^2$, D = 3/4 -
 pulgadas.

Caída de presión a través de la válvula y la T.

$L_v = 18 D = 18 (0.75 \text{ pulg.}) = 13.5 \text{ pulg.} = 1.125 \text{ pies.}$

$L_T = 20 D = 20 (0.75 \text{ pulg.}) = 15 \text{ pulg.} = 1.25 \text{ pies.}$

$\Delta P_t = (100 - 0.4756) \text{ lb./pulg.}^2 (0.005) \frac{(1.125 + 1.25) \text{ pies.}}{100 \text{ pies.}}$
 = 0.0118 lb./pulg.²

$\Delta P_a = 1.513 (0.0118 \text{ lb./pulg.}^2) = 0.0178 \text{ lb./pulg.}^2$

$\Delta P_a \text{ total} = 0.0178 + 0.201 = 0.2188 \text{ lb./pulg.}^2$

Donde, 0.4 > 0.2188.

En V.2.3., para un máximo de 10 instrumentos, D = 3/4 pulgadas.

Distancia D - D' = 20 m.

Flujo = 9 instrumentos (0.157 pies³/min.) = 1.413 pies³/min.

Caída de presión de A - D = 100 lb./pulg.² (0.005) $\frac{30.3 \text{ m.}}{30.48 \text{ m.}}$ + 0.01135
 = 0.5094 lb./pulg.²

$$\Delta P_t \text{ de } D - D' = (100 - 0.5084) \text{ lb./pulg.}^2 (0.005) \frac{20 \text{ m.}}{30.48 \text{ m.}}$$

$$= 0.3264 \text{ lb./pulg.}^2$$

$$\Delta P_s = 1.513 (0.3264 \text{ lb./pulg.}^2) = 0.4938 \text{ lb./pulg.}^2$$

De V.2D., para 1.922 pies³/min., $\Delta P_s = 0.201 \text{ lb./pulg.}^2$. $D = 3/4$ - pulgadas.

Caida de presión en la válvula y la T.

$$L_v = 18 D = 18 (0.75 \text{ pulg.}) = 13.5 \text{ pulg.} = 1.125 \text{ pies.}$$

$$L_T = 20 D = 20 (0.75 \text{ pulg.}) = 15 \text{ pulg.} = 1.25 \text{ pies.}$$

$$\Delta P_t = (100 - 0.5048) \text{ lb./pulg.}^2 (0.005) \frac{(1.125 + 1.25) \text{ pies}}{100 \text{ pies.}}$$

$$= 0.0118 \text{ lb./pulg.}^2$$

$$\Delta P_s = 1.513 (0.0118 \text{ lb./pulg.}^2) = 0.0178 \text{ lb./pulg.}^2$$

$$\Delta P_s \text{ total} = 0.0178 + 0.201 = 0.2188 \text{ lb./pulg.}^2$$

Donde, $0.4938 > 0.201$.

Después de estos cálculos, el diámetro para las siguientes tuberías - se determinó a partir de V.2.3.

Distancia E - E' = 10.8 m., y un máximo de 4 instrumentos, $D = 1/2$ pulg.

Distancia F - F' = 20 m., y un máximo de 25 instrumentos, $D = 1$ pulg.

Distancia G - G' = 21.5 m., y un máximo de 4 instrumentos, $D = 1/2$ pulg.

BIBLIOGRAFIA.

1. Artículos que forman el curso de servicios, impartidos por el IMIQ. -
Sección de Aire de Instrumentos y Plantas.
2. Aire. Chemical Engineering, diciembre 14, 1970.
3. Sistema de Aire de Instrumentos. Norma No. 2.607.11, publicada por -
PEMEX.
4. Ingeniería de Proyectos para Plantas de Proceso.
Rase y Barrow. Editorial Continental, 1973.
5. Boletín técnico sobre Cálculo de Compresores, editado por Elliot Co.
6. Compresor Selección for the Chemical Process Industries.
Chemical Engineering, enero 20, 1975.
7. Aire Comprimido.
E. Carnicer Royo, Ed. Gustavo Gili, Barcelona, España, 1977.
8. Handbook of Applied Instrumentation.
Considine & Rose, Mc Graw Hill.
9. Applied Process Desing for Chemical and Petrochemical Plants.
E. Ludwig. Tomo 1, Gluf Publishing.
10. Sizing Separators and Accumulators.
Hydrocarbon Processing, noviembre de 1967, vol. 6, No. 11.
11. Chemical Engineers' Handbook.
Perry and Chilton, McGraw Hill, 1973.
12. Drying Gases and Liquids.
Chemical Engineering, septiembre 16, 1974.
13. Manual Sarco sección III, páginas 8 a 10.
14. Piping Design for Process Plants.
Haward F. Rase, John Willey & Son., New York (1963).

15. Procesos de Transferencia de Calor.

Donald Q. Kern., Novena impresión, CECSA.

16. Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants.

E. Ludwig. Tomo III, Gulf Publishing.

17. Iniciación a la Técnica Neumática.

Segunda edición, Manual Festo.

18. Boletín H-31F, Turbinas de un paso. Elliot Co.

INDICE.	pag.
Objetivo.	1
I. Generalidades.	2
I.1 ¿ Porqué utilizar aire comprimido ?	3
I.2 Servicio auxiliar.	5
II. Propiedades y Clasificación del aire.	6
II.1 Propiedades.	6
II.2 Leyes de los gases aplicadas a el aire.	8
II.3 Factores que afectan las propiedades del aire comprimido.	9
II.3.1 Influencia de la temperatura en la humedad de saturación, a presión constante.	10
II.3.2 Influencia de la presión en la humedad de saturación, a temperatura constante.	11
II.3.3 Punto de rocío.	12
II.4 Influencia de la presión en el punto de rocío.	12
II.4.1 Influencia de la temperatura en el punto de rocío.	13
II.5 Clasificación del aire según su uso.	14
III. Descripción del Equipo de Generación.	18
III.1 Sistema de generación.	18
III.2 Criterios de diseño general sobre la capacidad de un sistema de generación de aire.	20
III.3 Paquetes de generación de aire usando compresores con o sin lubricación.	24

IV. Diseño y Selección de Equipo.	26
IV.1 Equipo de compresión.	26
IV.1.1 Clasificación.	26
IV.2 Criterios generales para compresora de aire de instrumentos.	30
IV.3 Diseño termodinámico del compresor.	31
IV.3.1 Generalidades.	31
IV.3.2 Estudio comparativo entre los diagramas de - trabajo real y teórico.	32
IV.4 Ecuaciones y métodos de diseño termodinámico.	35
IV.4.1 Método " N ".	37
IV.4.2 Método del diagrama de Molliere.	39
IV.5 Equipo postenfriador.	40
IV.6. Diseño del equipo postenfriador.	41
IV.6.1 Ecuaciones de diseño.	43
IV.7 Separadores.	45
IV.8 Diseño del separador.	47
IV.8.1 Método para forma vertical.	48
IV.8.2 Método para forma horizontal.	50
IV.8.3 Caída de presión.	52
IV.9 Depósito de aire.	52
IV.10 Criterios de diseño.	52
IV.11 Secadores.	53
IV.11.1 Tipos de secadores.	54
IV.12 Ecuaciones de diseño.	57
IV.13 Trampas.	59

IV.14 Filtro.	60
IV.15 Accionadores.	61
IV.15.1 Motor eléctrico.	62
IV.15.2 Turbinas.	63
V. Instrumentación y Diseño de la Red de Distribución.	66
V.1 Instrumentación.	66
V.2 Diseño de la red de distribución.	69
V.2.1 Parámetros.	69
V.2.2 Criterios de cálculo.	70
V.2.3 Distribución de aire.	75
V.2.4 Determinación de la cantidad de aire necesario.	75
V.2.5 Determinación de la longitud de la tubería.	75
V.3. Localización del equipo de generación de aire comprimido.	76
V.4 Tubería.	78
V.4.1 Tendido de la red.	79
VI. Diagrama de Tubería e instrumentación.	83
VII. Ejemplo del Método de Cálculo de una Instalación de Aire de Instrumentos.	87
VII.1 Determinación del consumo total.	87
VII.2 Diseño del compresor.	89
VII.3 Postenfriador.	93
VII.4 Diseño del separador.	94
VII.5 Selección del depósito de aire.	97

VII.6 Diseño del secador.	97
VII.7 Diseño del cabezal principal y cabezales secundarios.	98