

234



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE QUÍMICA

**ESPECIFICACIÓN, SELECCIÓN Y
EVALUACIÓN TÉCNICA DE EQUIPO PARA
LA PRODUCCIÓN DE VACIO.**

296102

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO QUÍMICO**

**PRESENTA:
JOSÉ LUIS YANCOR OVANDO**

MÉXICO, D.F..



**EXAMENES PROFESIONALES
FACULTAD DE QUÍMICA**

2001



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

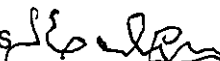
DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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.

JURADO ASIGNADO:

PRESIDENTE: PROF. JOSÉ E. GALINDO FUENTES



VOCAL: PROF. RAMÓN ARNAUD HUERTA

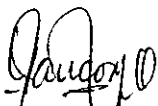
SECRETARIO: PROF. JOSÉ ANTONIO ORTIZ RAMÍREZ

1er. SUPLENTE: PROF. JOSÉ AGUSTÍN TEXTA MENA

2do. SUPLENTE: PROF. LUIS GALLO SÁNCHEZ

TEMA: ESPECIFICACIÓN, SELECCIÓN Y EVALUACIÓN DE EQUIPO PARA
LA PRODUCCIÓN DE VACÍO

SITIO DONDE SE DESARROLLA: DISEÑO DE SISTEMAS ESTRUCTURALES,
S. A. DE C. V.



SUSTENTANTE: JOSÉ LUIS YANCOR OVANDO

ASESOR:



PROF. JOSÉ E. GALINDO FUENTES

**ESPECIFICACION, SELECCION Y EVALUACION TECNICA DE EQUIPOS
PARA LA PRODUCCION DE VACIO**

INDICE

1.0	INTRODUCCION	1
2.0	GENERALIDADES	4
2.01	REGIONES DE VACIO	4
2.02	APLICACIONES INDUSTRIALES	5
2.03	SISTEMAS DE VACIO	12
3.0	FLUJO DE FLUIDOS EN SISTEMAS DE VACIO	13
3.01	ECUACION GENERAL DE ENERGIA DEL FLUJO DE UN FLUIDO	13
3.02	FLUJO ISOTERMICO DE FLUIDOS COMPRESIBLES	15
3.03	REGIMEN DE FLUJO VISCOSO	16
3.04	FLUJO VISCOSO EN SISTEMAS DE VACIO	17
3.05	FLUJO ISOENTROPICO DE FLUIDOS COMPRESIBLES	21
3.06	FLUIDOS COMPRESIBLES EN TOBERAS Y DIFUSORES	24
4.0	EYECTORES	30
4.01	PRINCIPIO DE OPERACIÓN	30
4.02	NOMENCLATURA DE EYECTORES	37
4.03	CONSTRUCCION	38
4.04	SISTEMAS DE EYECTORES	41
4.05	CAPACIDAD DE GENERACION DE VACIO	43
4.06	SISTEMAS CONDENSANTES Y NO CONDENSANTES	45
4.07	FUNCIONAMIENTO	47
4.08	EYECTORES DE ARRANQUE	53
4.09	INFILTRACIONES	56
4.10	AIRE EQUIVALENTE	62
4.11	CONSUMO DE SERVICIOS	65
5.0	EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	72
5.01	CONDENSADORES DE CONTACTO DIRECTO	72
5.02	CONDENSADORES DE SUPERFICIE	78
6.0	BOMBAS DE VACIO DE ANILLO LIQUIDO	87
6.01	GENERALIDADES DE BOMBAS DE VACIO	87
6.02	CAPACIDAD Y PRESION DE SUCCION	88
6.03	PRINCIPIO DE OPERACIÓN	90
6.04	SISTEMAS DE LIQUIDO DE SELLO	92
6.05	CURVAS DE OPERACIÓN	94

**ESPECIFICACION, SELECCION Y EVALUACION TECNICA DE EQUIPOS
PARA LA PRODUCCION DE VACIO**

INDICE

6.06	MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN	96
6.07	CONSUMO DE SERVICIOS	97
6.08	DESVIACIONES DE CONDICIONES ESTANDAR	103
6.09	DIMENSIONAMIENTO PARA EVACUACIÓN	107
7.0	SELECCION, ESPECIFICACION Y EVALUACION TÉCNICA	109
7.01	SELECCIÓN DE UN SISTEMA DE VACIO	109
7.02	CONFIABILIDAD Y MANTENIMIENTO	113
7.03	ESPECIFICACION	115
7.04	EVALUACION ECONOMICA	118
7.05	CASO DE APLICACIÓN	125
7.06	ANALISIS DE RESULTADOS	158
8.0	CONCLUSIONES	159
9.0	BIBLIOGRAFIA	161

1.0 INTRODUCCION

Los sistemas de vacío son ampliamente usados en una gran variedad de procesos industriales, tanto en la refinación de petróleo como en las industrias química, petroquímica, de plásticos, farmacéutica, papelera, alimenticia y en la producción de semiconductores. Dichos sistemas se encuentran en operaciones tales como la destilación al vacío, la destilación molecular, la desgasificación de sólidos y líquidos, la evaporación y cristalización, el secado, la metalurgia al vacío, la refrigeración, la desodorización, la sublimación, la filtración, etc.

Las operaciones llevadas al cabo bajo condiciones de vacío tienen gran aplicación en el procesamiento de materiales sensibles al calor, ya que el vacío permite operar a bajas temperaturas. En algunos procesos de evaporación y destilación deben evitarse altas temperaturas para prevenir reacciones indeseables, degradación térmica o polimerización de los materiales. La destilación al vacío es a menudo el único medio de purificar materiales sensibles al calor, tal es el caso de productos alimenticios, farmacéuticos, de refinación de petróleo, etc. Algunas reacciones reversibles de descomposición que se conducen con un incremento en el número de moles son promovidas por una operación al vacío. La fundición de metales en hornos eléctricos bajo condiciones de vacío, produce materiales que tienen mucho mayor resistencia a la fatiga, obteniéndose aleaciones con mayor vida útil.

De lo anterior se infiere la amplia gama de aplicaciones que encuentran los sistemas de producción de vacío en las operaciones industriales, y la necesidad de que el ingeniero químico interesado en el diseño y operación de procesos que requieran de condiciones de vacío, posea un adecuado conocimiento de los fundamentos, las aplicaciones y los criterios para la selección, la especificación y la evaluación de los equipos que conforman estos sistemas.

La adecuada información que de estos sistemas tenga el ingeniero de proceso, aunada al amplio conocimiento de las operaciones y procesos unitarios, le permitirá que estos equipos sean seleccionados y especificados correctamente, se eviten factores innecesarios de sobrediseño y se logren sistemas de vacío bien diseñados y de operación confiable.

La región de presión llamada de bajo vacío (760-1 torr) es la que mayor aplicación tiene en las operaciones de destilación al vacío, de evaporación, de secado, de filtración, etc. El vacío medio ($1-10^{-3}$ torr) es empleado en la desgasificación de metales fundidos, la destilación molecular y el secado por sublimación. El alto ($10^{-3}-10^{-7}$ torr) y el ultra alto vacío ($\leq 10^{-7}$ torr) son usados en simulación del espacio y en investigaciones a bajas temperaturas de fisión nuclear y de física de superficies.

El presente trabajo está orientado a la selección, especificación y evaluación de equipos para la producción de vacíos industriales, los cuales se ubican dentro de la

región de presión de bajo vacío. Se pretende que contribuya a ser una referencia adecuada, a la que los interesados en el tema puedan recurrir a fin de obtener información y criterios aplicables al diseño de estos sistemas.

Congruente con el propósito anterior, los objetivos a desarrollar comprenden la descripción de estos sistemas, sus aplicaciones industriales, sus principios de operación, su funcionamiento y los criterios para su selección, especificación y evaluación técnica. Con el mismo propósito, también se presenta una propuesta de un caso de aplicación, en el que se incorporan los conceptos y criterios desarrollados en los capítulos 1.0 a 7.0, mostrando en detalle la aplicación práctica de la información incluida en este trabajo.

2.0 GENERALIDADES

El vacío es usado en una gran variedad de aplicaciones industriales, científicas y militares, en las que se requieren o desean presiones subatmosféricas, siendo necesario específicamente en la remoción de gases o humedad de un producto; cuando se deseen evitar altas temperaturas de operación, debido al manejo de productos sensibles al calor, ya sea por que se generen reacciones químicas indeseables, degradación térmica o bien polimerizado de los materiales; así como cuando solo se disponga de una fuente térmica de baja temperatura para una operación de remoción de humedad; o bien para una operación de evaporación.

2.01 REGIONES DE VACIO.

El vacío es un espacio en el cual aire u otro gas se hallan enrarecidos a presiones muy inferiores a la atmósfera. El término vacío es usado para designar cualquier presión inferior a la presión atmosférica o barométrica del ambiente. El grado de vacío puede expresarse de dos maneras diferentes: como presión absoluta, en la que el valor de cero indica una ausencia total de presión o vacío absoluto, o bien como vacío, en el que el valor de cero corresponde a la presión atmosférica.

La unidad de vacío es el Torricelli (Torr). Un torr es equivalente a 1.0 mm de Hg absoluto; una atmósfera es equivalente a 760 torr. Otras unidades usadas son pulgada de Hg, existiendo las siguientes equivalencias entre ellas: 1.0 mm Hg = 1.0 torr, 1.0 pulgada Hg abs. = 25.4 torr, 1.0 Psia = 51.7 torr, 1.0 micra = 0.001 torr. A lo largo de este trabajo se hará referencia permanente al Torricelli, para indicar una presión absoluta.

En la tecnología de sistemas de vacío, las presiones subatmosféricas han sido clasificadas en cuatro regiones[1].

Vacío Bajo	$760 - 1$	(Torr)
Vacío medio	$1 - 10^{-3}$	
Alto vacío	$10^{-3} - 10^{-7}$	
Ultra alto vacío	$\leq 10^{-7}$	

La mayor parte de las operaciones al vacío, en los procesos industriales, se conducen en el intervalo de 100 micras hasta 760 torr. El bajo vacío es la región de presión de mayor interés para las industrias de proceso, ya que en esta región es la que normalmente operan las columnas de destilación, los reactores de polímeros, los filtros, evaporadores y los secadores al vacío.

2.02 APLICACIONES INDUSTRIALES.

A continuación se listan algunas de las aplicaciones típicas de los sistemas de vacío.

Aplicación	Función del sistema de vacío	Usos
Fundición, Moldeo y formado	Evacuación de moldes, desgasificación de materiales fundidos	Hules, plásticos, metales, productos de madera, barnices
Enfriamiento y congelación (chilling)	Evaporación rápida de humedad	Conservación de frutas y vegetales
Desaeración y desgasificación	Remoción de gases	Agua, hules, metales fundidos, bebidas
Desodorización	Remoción de gases mal olientes	Productos químicos y alimenticios, efluentes de proceso

Aplicación	Función del sistema de vacío	Usos
Deshidratación	Remoción de vapores condensables	Transformadores, sistemas de refrigeración, productos alimenticios, químicos, textiles, tintas, colorantes, cables eléctricos, secadores rotatorios
Destilación	Separación de los componentes de una mezcla líquida por reducción de la presión en el recipiente	Productos del petróleo, químicos, petroquímicos, farmacéuticos, alimenticios
Llenado	Remoción de aire, aumento de la velocidad de llenado	Sistemas hidráulicos y de enfriamiento, contenedores de alimentos y bebidas, transformadores eléctricos
Filtración	Incremento del flujo del filtrado por reducción de la presión en el lado de la descarga del filtro	Productos químicos, alimenticios, farmacéuticos
Secado por sublimación	Remoción de humedad por sublimación al vacío	Café, frutas, vegetales, productos farmacéuticos y alimenticios
Cocimiento al vacío	Reducción de la temperatura cocimiento por disminución de la presión en el recipiente	Productos alimenticios y químicos
Evaporación	Evaporación de un disolvente de una solución por disminución de la presión en el evaporador	Productos químicos, alimenticios y farmacéuticos
Cristalización	Evaporación por reducción de la presión, de un disolvente de una solución concentrada para obtener un producto en forma de cristales en equilibrio con la solución saturada	Productos químicos, alimenticios y farmacéuticos

Debido a su gran importancia en la industria de proceso, a continuación se describen muy brevemente las aplicaciones de las técnicas de vacío a las operaciones unitarias de destilación, de evaporación, de cristalización, de filtración y de secado.

A. DESTILACION [3, 4, 5]

La destilación al vacío es normalmente usada en las refinerías de petróleo para separar aceites crudos y obtener combustibles y productos petroquímicos. La destilación al vacío es usada en la industria química para refinar una amplia gama de productos y recuperar materiales para su reuso. La purificación de productos alimenticios tales como aceites vegetales requieren también de estas condiciones de operación.

Los principios básicos de la destilación no son modificados por la operación al vacío; las corrientes de vapor y de líquido son contactadas a contracorriente en sucesivas etapas de equilibrio, tal que la corriente de líquido es agotada de los componentes más volátiles y la corriente de vapor es enriquecida por los mismos.

En la destilación al vacío, sin embargo, el condensador de la columna no es venteado a la atmósfera, sino a un sistema de vacío, el que mantiene la presión de la columna por debajo de la presión atmosférica.

En los procesos en los que deben evitarse altas temperaturas de destilación, para impedir reacciones indeseables, degradación térmica o polimerización, la destilación al vacío es a menudo la única técnica para purificar materiales sensibles al calor, tal es el caso, por ejemplo la mayoría de los productos alimenticios y farmacéuticos.

B. EVAPORACION [3,4,6]

La evaporación es la remoción de un disolvente de una solución por vaporización, la cual

ocurre si la presión parcial del disolvente en la mezcla de vapores sobre la superficie de un líquido es menor que la presión de vapor del disolvente en la solución. El producto descargado de un evaporador consiste en una solución concentrada. El calentamiento de un líquido incrementa su presión de vapor y promueve la evaporación. La reducción de la presión de los vapores, al aplicar un vacío sobre la superficie de un líquido, también promueve la evaporación.

La evaporación se aplica ampliamente en la desalación de agua de mar, en la concentración de licores en la industria papelera, en la industria azucarera. Las aplicaciones en la industria química incluyen la producción de nitrato de amonio, hidróxido de sodio, ácido fosfórico. La evaporación es usada en la concentración de productos farmacéuticos y alimenticios sensibles al calor; en la producción de agua ultra pura para las industrias farmacéuticas y alimenticia; en la concentración de efluentes líquidos en la recuperación de soluciones electroquímicas y en la concentración de desechos radioactivos.

Las operaciones de evaporación al vacío tienen la ventaja de operar a bajas temperaturas, protegiendo materiales sensibles al calor. Los requerimientos de área de transferencia de calor de un evaporador pueden reducirse por operación al vacío; ya que, aún cuando los coeficientes de transferencia de calor son bajos a temperaturas bajas, la diferencia de temperaturas ΔT , al través del intercambiador, es alta y tiene mayor influencia en la transferencia global de calor Q , que los coeficientes de transferencia de calor correspondientes.

La operación de evaporadores al vacío remueve gases incondensables de la solución. La acumulación de aire, bióxido de carbono y otros incondensables pueden reducir la

transferencia global de calor; problema que puede eliminarse por venteo del evaporador a un condensador y evacuación de este por medio de una bomba de vacío o eyector.

C. CRISTALIZACION [3,7]

La cristalización es un importante proceso industrial ya que muchos productos existen en el mercado en forma de cristales. El producto descargado de un cristalizador consiste de cristales en una solución saturada. La cristalización es ampliamente utilizada en la producción de azúcar, cloruro de sodio, naftaleno, tereftalatos, anilina, sulfato de sodio, urea, hidróxido de sodio, y en la industria farmacéutica, para aislar aminoácidos de líquidos de fermentación, en la producción de vitaminas, penicilina y otros antibióticos.

La cristalización se lleva a efecto cuando la concentración de un sólido en una solución es suficientemente alta, mayor que la de una solución saturada, tal que se alcanza una sobresaturación del sólido en el líquido, dando lugar a la formación de cristales del soluto hasta alcanzar el equilibrio con la solución. Si la solubilidad de un sólido incrementa con el aumento en la temperatura, la sobresaturación puede crearse por evaporación, enfriamiento o una combinación de ambos. Cuando la solubilidad es casi independiente de la temperatura, resulta más favorable una evaporación; si la solubilidad aumenta con el incremento de la temperatura, es preferible la cristalización por enfriamiento.

La cristalización al vacío se lleva al cabo por medio de la alimentación de una solución saturada a un cristalizador, el cual se conecta a un condensador que es evacuado por un equipo de vacío. La solución se enfría adiabáticamente hasta la temperatura de ebullición correspondiente al vacío generando dentro del cristalizador. La cristalización se presenta no solo por el enfriamiento sino también debido a la evaporación de la solución saturada.

D. FILTRACIÓN {3,5,8}

La filtración es una muy importante operación industrial que consiste en la separación de partículas de sólidos de un fluido, al hacerlo pasar al través de un medio filtrante, en el cual los sólidos quedan depositados. Cuando los sólidos separados se acumulan en cantidades considerables, se forma sobre la superficie del medio filtrante una capa o torta porosa que permite el paso de líquidos. Después de iniciada la filtración, y formada una recapa, esta torta se convierte en el verdadero medio filtrante.

Los filtros al vacío son extensamente usados en la industria de procesos, en operaciones de separación de mezclas de líquidos y sólidos, aplicándose en la elaboración de productos químicos, farmacéuticos, alimenticios, bebidas, materiales de construcción y otros productos. Los filtros al vacío normalmente operan de forma continua, succionando el licor al través de un medio filtrante en movimiento rotatorio, soportado en un tambor o cilindro inmerso parcialmente en el líquido, con un ciclo de rotación consistente de las operaciones de: formación o recolección de la capa, lavado, secado y descarga de la torta. Después de extraída la torta del medio filtrante, mediante raspado con una hoja metálica, se admite una nueva carga de sólido. En cada ciclo una parte del medio filtrante se encuentra en la zona de filtración, otra en la zona de lavado, otra en la de secado y otra está siendo desalojada de su carga de sólidos. El vacío se aplica en el interior del cilindro, succionándose el líquido del exterior del medio filtrante y conduciéndose fuera de él, hacia tanques recibidores para su posterior disposición.

Algunas veces la filtración al vacío no es posible o no es económica, como sucede cuando los sólidos son muy finos y se filtran muy lentamente; cuando el líquido tiene una alta

presión de vapor o tiene una viscosidad mayor a 100 cP ; o bien cuando se trate de una solución saturada que pudiera cristalizarse si fuera enfriada. En los casos de lodos de baja velocidad de filtración, la presión diferencial al través del medio filtrante debe ser mayor que la que puede obtenerse con un filtro al vacío; con líquidos que vaporizan a presiones bajas, la presión del lado de la descarga del medio filtrante no puede ser menor que la atmosférica.

E. SECADO [3,5]

El secado es una operación de gran interés debido a que frecuentemente es la etapa final de la elaboración de diversos productos industriales. Generalmente se refiere a la remoción de un líquido contenido en un sólido mediante evaporación.

Los secadores al vacío se utilizan ampliamente para secar los productos sólidos de las operaciones de filtración ya sea de filtros al vacío, filtros prensa, centrifugas; para secar materiales sensibles al calor tales como productos farmacéuticos, alimenticios y colorantes, y en el secado de polímeros y materiales de construcción hasta muy bajas concentraciones de humedad.

Gran variedad de productos industriales se comercializan en forma de materiales secos, ya que de esta manera se abaten los costos de empaque y embarque, y se reduce la degradación de los materiales durante el almacenamiento. El secado al vacío es aplicable cuando la degradación de un producto impide que la operación se efectúe a altas temperaturas. La operación al vacío reduce las pérdidas asociadas con la oxidación y dispersión de polvos, factores de mucha importancia en la elaboración de productos caros o materiales tóxicos. La operación al vacío también es usada para mejorar las velocidades

de secado en las que el material debe secarse hasta muy bajas concentraciones de humedad.

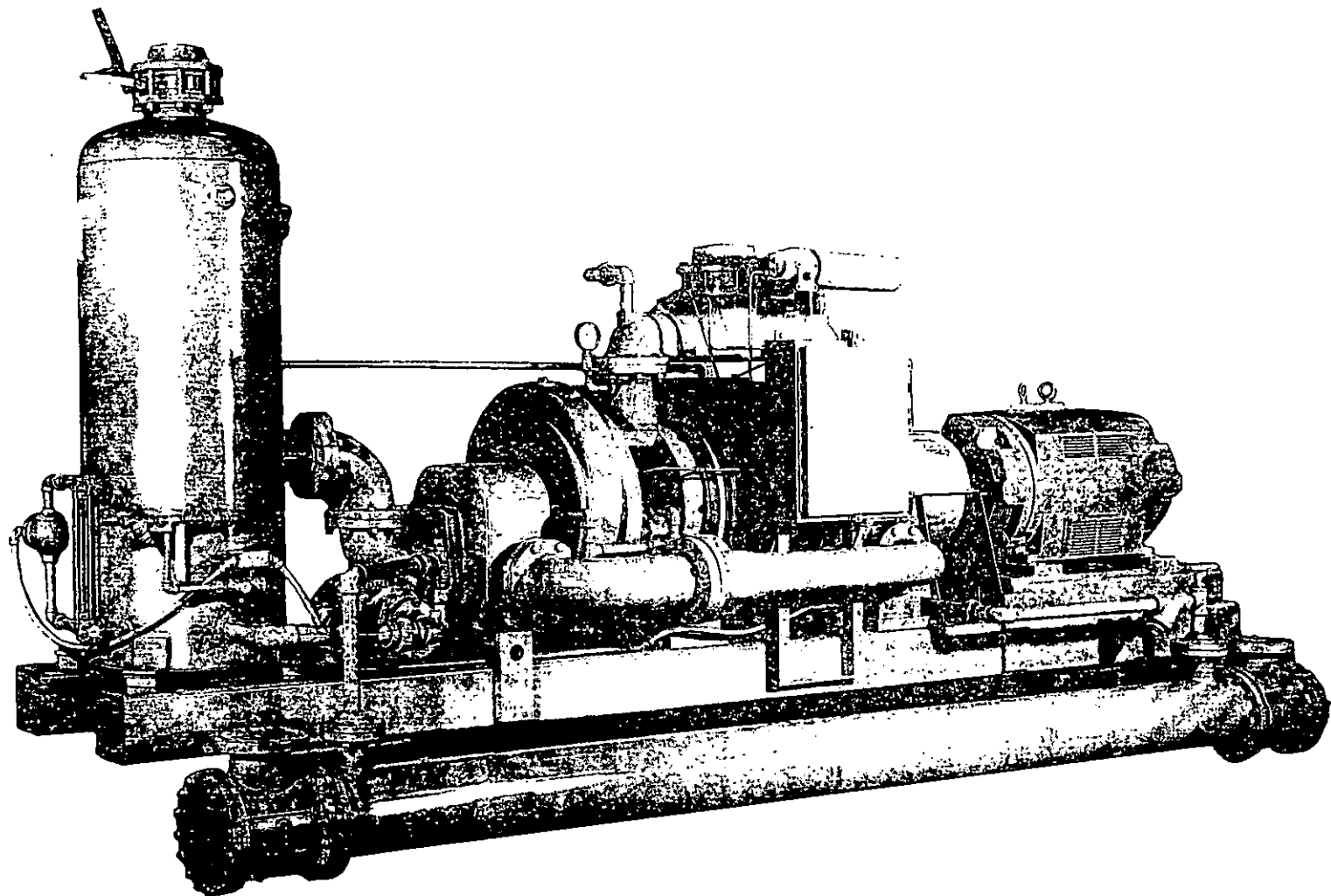
2.03 SISTEMAS DE VACIO.

Los sistemas para la producción de vacíos industriales comprenden fundamentalmente tres clases diferentes de equipos, denominados eyectores, condensadores y bombas mecánicas de vacío; equipos que en forma genérica también se les conoce como bombas de vacío. En algunas aplicaciones se requiere el uso de una sola clase de estos equipos, en tanto que en otras es necesario considerar una combinación de dos y hasta tres clases.

El equipo industrial para la generación de regiones de vacíos bajo y medio, consiste principalmente de eyectores, desde una hasta siete etapas; bombas de vacío de anillo líquido, de pistón rotatorio, de alabes rotatorios y sopladores rotatorios. Los eyectores y bombas mecánicas de vacío se equipan con condensadores, los cuales puede ser del tipo de superficie; es decir, de coraza y de tubos o del tipo barométrico. Las páginas 12a y 12b muestran ejemplos de un eyector y de una bomba de vacío de anillo líquido.



PRIMERA ETAPA DE UN SISTEMA DE EYECTORES DE 3 ETAPAS



BOMBA DE VACIO DE ANILLO LIQUIDO

3.0 FLUJO DE FLUIDOS EN SISTEMAS DE VACIO

Para dimensionar las líneas que conectan a los equipos relacionados con un sistema de vacío, se requiere decidir si el flujo de los gases y vapores es viscoso (turbulento o laminar) o bien molecular. En sistemas operando en las regiones de vacío bajo y medio, el flujo generalmente es viscoso, es decir, que la resistencia al flujo puede atribuirse a la viscosidad. En sistemas operando en alto y ultra alto vacío, en los que el flujo es molecular o deslizante, el flujo se caracteriza por colisiones entre moléculas individuales en un medio altamente enrarecido a presiones absolutas extremadamente bajas, tal que la viscosidad resulta ser un factor irrelevante[3]. Este trabajo cubre únicamente las regiones de vacío bajo y medio.

Por lo anterior, se describirán brevemente las ecuaciones de flujo viscoso, su aplicación práctica al dimensionamiento de líneas en condiciones de vacío y el proceso isoentrópico, aplicable a los equipos para la producción de vacíos.

3.01 ECUACION GENERAL DE ENERGIA DEL FLUJO DE UN FLUIDO.

La ecuación general del balance de energía para el flujo de una unidad de masa de un fluido, en estado estable, en un sistema abierto, considera las contribuciones de las energías interna, cinética, potencial, de flujo o presión y el calor y el trabajo intercambiados con el ambiente; siendo expresada, en forma diferencial, de la siguiente manera:

$$dE + \frac{udu}{\alpha g_c} + \frac{g}{g_c} dZ + d(PV) = d'Q - d'W \quad (3.1)$$

E: Energía interna del fluido (lbf-pie/lb)

- U: Velocidad del fluido (pie/s)
- gc: Factor de proporcionalidad de la segunda ley de Newton (1lbf= 32.17 lbpie/s²)
- α : coeficiente de corrección de la energía cinética (adimensional), el cual, se considera 1.0 para flujo turbulento y 0.5 para laminar.
- g: constante de aceleración de la gravedad, (32.17 pie/ s²)
- z: elevación de fluido respecto a un punto de referencia, (pie)
- P: presión absoluta, (lbf/pie²)
- V: volumen específico del fluido, (pie³/lb)
- Q: energía calorífica intercambiada con los alrededores, (lbf-pie/lb)
- W: trabajo mecánico intercambiado con los alrededores (lbf-pie/lb)

Diversas formas de la ecuación anterior son usadas al considerar el flujo de fluidos.

Algunas de ellas son las siguientes:

FLUIDOS INCOMPRESIBLES:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2\alpha g_c} + \frac{g}{g_c} Z_1 + W - \frac{fu^2 L}{2g_c D} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2\alpha g_c} + \frac{g}{g_c} Z_2 \quad (3.2)$$

f = Factor de fricción (adimensional); L = longitud de tubería (pie);

D = diámetro interno de tubería (pie). ρ = densidad del fluido, (lb/pie³)

Esta ecuación se conoce con el nombre de balance de energía mecánica o de Bernoulli, y es la forma práctica mediante la cual se abordan los problemas relacionados con estos fluidos.

FLUIDOS COMPRESIBLES:

$$\frac{G^2}{\alpha g_c} \ln \frac{V_2}{V_1} + \int_1^2 \frac{1}{V} dP + \frac{fG^2 L}{2g_c D} = 0 \quad (3.3)$$

$G =$ velocidad de masa por unidad de área (lb/s-pie²), la cual es constante.

Esta ecuación se resuelve mediante la simplificación de considerar tres procesos diferentes: isotérmico, isoentrópico y politrópico. El proceso isotérmico es ampliamente usado en el flujo de fluidos compresibles en tuberías largas, ya que se aproxima bastante al flujo real. El proceso isoentrópico es aplicable a tuberías muy cortas, bien aisladas, en las que el fluido fluye a velocidades altas, sónicas o supersónicas; tal que el calor generado por fricción es muy pequeño en virtud del escaso tiempo para liberarlo o absorberlo, tal es el caso de orificios y toberas convergentes-divergentes. El proceso politrópico es raro en tuberías, teniendo aplicación, junto con el proceso isoentrópico, en los equipos de expansión y compresión de gases [9].

3.02 FLUJO ISOTERMICO DE FLUIDOS COMPRESIBLES

La ecuación (3.3), al substituir la ecuación $PV = P_1V_1 = P_2V_2 = \text{Constante}$; y considerar que el volumen específico V puede tomarse como un promedio entre las presiones P_1 y P_2 ; se transforma en:

$$\frac{G^2}{\alpha g_c} \ln \frac{P_1}{P_2} + \frac{1}{\bar{V}} (P_2 - P_1) + \frac{fG^2 L}{2g_c D} = 0 \quad (3.4)$$

Si la pérdida de presión a lo largo de la tubería es pequeña, el primer término de la ecuación (3.4), que representa al incremento de energía cinética del fluido, será muy pequeño, por lo que en estas condiciones, se considera despreciable. Al multiplicar la ecuación anterior por V^2 , substituyendo $u = GV$, la pérdida de presión resulta ser:

$$-V\Delta P = -\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{fG^2 \bar{V}^2 L}{2g_c D} = \frac{fu^2 L}{2g_c D} \quad (3.5)$$

Esta ecuación es la misma que la ecuación de Darcy, y es aplicable para evaluar las pérdidas de presión en el flujo de fluidos compresibles bajo las siguientes condiciones [9]:

(1): Cuando $\Delta P < 10\% P_1$, haciendo uso de ρ o V basados en cualquiera de las condiciones de entrada o de salida.

(2): Cuando $10\% P_1 < \Delta P < 40\% P_1$, usando ρ o V basados en un promedio aritmético de las condiciones de entrada y salida.

3.03 REGIMEN DE FLUJO VISCOSO.

La diferenciación de los regímenes de flujo viscoso, para propósitos de aplicación a problemas de ingeniería, normalmente es aceptada como:

- | | |
|--------------------------------|-----------------------------|
| (1) $Re < 2000$ | Régimen de Flujo Laminar |
| (2) $2000 \leq Re \leq 4000$ | Zona de transición |
| (3) $Re > 4000$ | Régimen de Flujo Turbulento |

Re : Número de Reynolds (adimensional)

$$Re = \frac{D u \rho}{\mu} \quad (3.6)$$

μ : Viscosidad absoluta, (lb/pie -s)

3.04 FLUJO VISCOSO EN SISTEMAS DE VACIO.

La ecuación de Darcy (3.5) describe adecuadamente el flujo isotérmico de un fluido compresible en los regímenes laminar y turbulento en las tuberías involucradas en los sistemas de vacío. En la práctica se considera que el flujo entre un recipiente y un

equipo de vacío es viscoso si el proceso opera en el intervalo de presiones de 100 μ a 760 Torr. En estas regiones de vacío las ecuaciones clásicas del flujo viscoso, la ecuación y el factor de fricción de Darcy, el diagrama de Moody y los métodos convencionales para estimar longitudes equivalentes de válvulas y accesorios son totalmente aplicables al dimensionamiento de líneas en los sistemas de vacío.

A. PERDIDA DE PRESION MAXIMA PERMITIDA

Con el objeto de seleccionar un diámetro económico de tubería la figura 3.1 puede usarse para estimar pérdidas de presión en las líneas que interconectan los recipientes a los equipos de vacío [50].

Debe notarse que a fin de tomar en cuenta válvulas y accesorios es práctico considerar un 60% del valor leído de la figura 3.1 en estimaciones de dimensionamiento de líneas en las que se parte de una pérdida de presión máxima permitida.

La presión de succión, P_s , a ser proporcionada por un por un equipo de vacío, es igual a la presión de operación en el recipiente, P_o , menos la pérdida de presión total, ΔP_T entre el sistema de proceso y la fuente de vacío.

$$P_s = P_o - \Delta P_T \quad (\text{Torr}) \quad (3.7)$$

ΔP_T (torr) se refiere a la pérdida de presión total a través de válvulas, accesorios y tuberías.

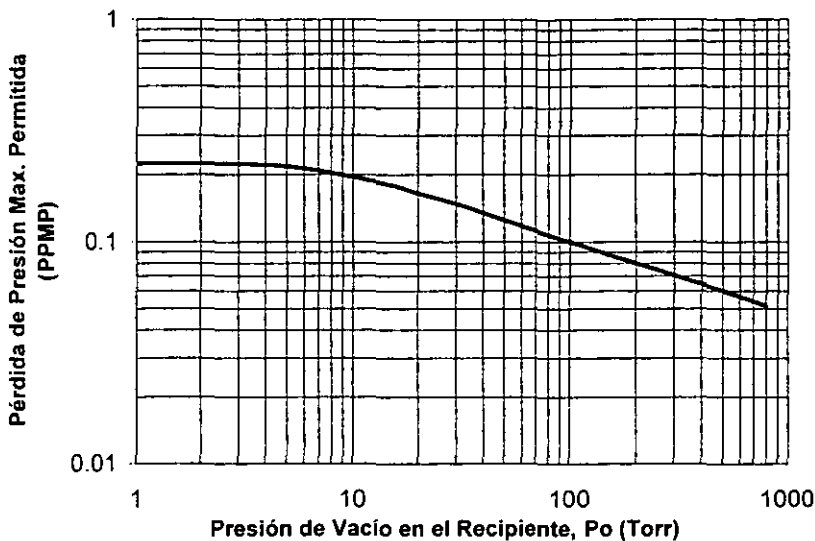


FIG. 3.1 PERDIDA PRESION MAXIMA PERMITIDA

$$PPMP = \Delta P/P_0$$

B. VELOCIDADES RECOMENDADAS

La figura 3.2 muestra las velocidades de flujo típicas recomendadas para sistemas de vacío bien diseñados. Estas velocidades permiten aproximar un diámetro de tubería mediante la ecuación:

$$D = 0.146 \sqrt{\frac{q}{u}} \quad (\text{pie}) \quad (3.8)$$

q : flujo volumétrico real (pie^3/min)

u : velocidad recomendada (pie/s)

También pueden usarse los valores de la tabla 3.1 para líneas conectadas directamente al equipo de vacío.

Equipo de Vacío	Presión de Succión (Torr)	Velocidad Recomendada (Pie/seg)
Eyectores	0.5 - 5	300
	5 - 25	250
	25 - 150	200
	150 - 760	150
Bombas Anillo Líquido	Una etapa	100
	Dos Etapas	150

Tabla 3.1 Velocidades recomendadas en sistemas de vacío

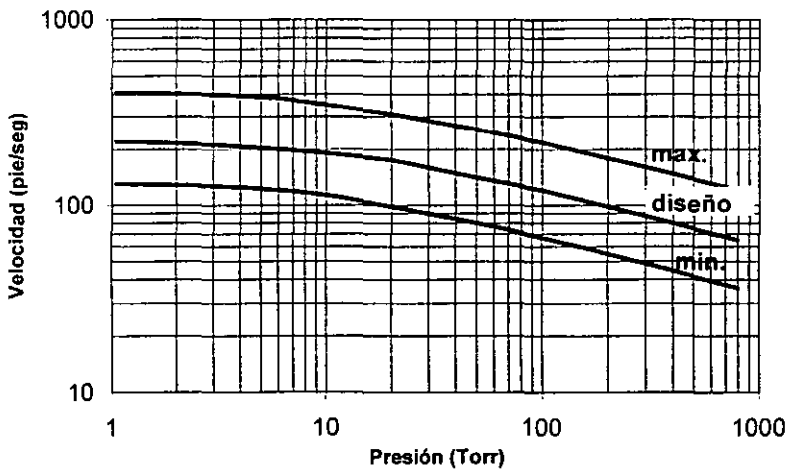


FIG. 3.2 VELOCIDADES RECOMENDADAS EN LINEAS AL VACIO

C. CAIDA DE PRESION POR FRICCION

La caída de presión por fricción en tuberías, válvulas y accesorios se calcula por medio de la ecuación (3.5), que en términos de la velocidad, u y la longitud total, L_T , se expresa de la siguiente manera:

$$\Delta P_f = \frac{f u^2 \rho L_T}{2 g_c D} \quad (3.9)$$

L_T : Longitud total recta más longitud total equivalente de válvulas y accesorios, (pie).

En términos de unidades de vacío (torr), la ecuación anterior es:

$$\Delta P_f = \frac{2.15 f u^2 \rho L_T}{d g_c} = \frac{0.625 f q^2 \rho L_T}{d^5} \quad (3.10)$$

q : flujo volumétrico, (pie³/min), a las condiciones de flujo.

d : diámetro interno (pulg.)

Las ecuaciones (3.9) y (3.10) son aplicables al flujo de gases y vapores en líneas de vacío, debido a que dicho flujo puede considerarse incompresible sujeto a las restricciones de la ecuación(3.5).

La consideración de incompresibilidad no es válida en la región de vacío de 100 μ -1.0 torr. El criterio para discernir si la suposición de incompresibilidad es válida es:

El flujo es incompresible si:

$$u \leq 0.33 u_s \quad (3.11)$$

u : velocidad del fluido, (pie/s)

u_s : velocidad del sonido en el fluido (pie/s)

$$u_s = \sqrt{\frac{k g_c R T}{M}} \quad (3.12)$$

k : cociente de la capacidad calorífica a presión constante a la capacidad calorífica a volumen constante, $k = C_p/C_v$ (adimensional)

D. FLUJO TURBULENTO

El factor de fricción de Darcy f , indicado en las ecuaciones (3.9) y (3.10), se obtiene de la correlación de éste con el No. de Reynolds Re , el diámetro D y la rugosidad ϵ (pie) de la tubería; tal como lo indica la ampliamente conocida gráfica de Moody.

Las longitudes equivalentes se evalúan de los tradicionales procedimientos que asignan valores al cociente (L/D) de válvulas, codos y accesorios, o bien en términos del coeficiente de resistencia K , donde $K = f (L/D)$ representa el número de cabezas de velocidad según la ecuación $h_L = K (u^2/2gc)$, donde h_L es la pérdida de presión en términos de pies del fluido (pie).

E. FLUJO LAMINAR.

En el régimen de flujo laminar $f = 64/R$, por lo que substituyendo esta ecuación en la expresión (3.10) se obtiene:

$$\Delta P = 0.0345 \frac{u \mu L_T}{d^2} = 0.0105 \frac{q \mu L}{d^4} \quad (3.13)$$

Las longitudes equivalentes en el flujo laminar se estiman a partir de las correspondientes al flujo turbulento y posterior corrección.

3.05 FLUJO ISOENTROPICO DE FLUIDOS COMPRESIBLES

El flujo isoentrópico de fluidos compresibles es un proceso ideal que se aproxima bastante al flujo real en toberas, difusores y medidores de flujo del tipo venturi; y es frecuentemente utilizado para estimar el flujo real en equipos de expansión y compresión de gases. Este proceso ideal considera que el flujo es unidireccional, en

estado estable, sin fricción y adiabático, es decir; el proceso se lleva a cabo adiabática y reversiblemente o bien, como comúnmente se le conoce, flujo isoentrópico.

En toberas y difusores convergentes y convergente-divergentes, los efectos de fricción y los intercambios de calor son despreciables en virtud de las cortas distancias y las altas velocidades involucradas. Así mismo, la ley del gas ideal es generalmente aplicable a ese proceso de flujo; siendo todas estas idealizaciones válidas para la mayor parte de los propósitos prácticos en ingeniería, ya que generan errores casi despreciables, los que comúnmente son tomados en cuenta mediante factores de corrección, aplicables a las desviaciones que el flujo real presenta respecto del modelo isoentrópico.

A. ECUACIONES GENERALES APLICABLES AL FLUJO ISOENTROPICO

Otra forma de la ecuación general de energía del flujo de un fluido (3.1) puede obtenerse mediante la consideración de la entalpía del fluido H (Btu/lb), la ecuación combinada de la primera y segunda leyes de la termodinámica, y también considerando despreciables los términos de fricción, de energía potencial, $\alpha = 1.0$, y enfatizando que no existe generación de trabajo. Esta ecuación es la llamada ecuación de cantidad de movimiento o de Euler [11] :

$$\frac{udu}{g_c} + VdP = 0, \quad \frac{\rho u du}{g_c} + dP = 0 \quad (3.14)$$

Las relaciones de presión, volumen y temperatura en un proceso isoentrópico son las siguientes:

$$PV^k = P_1V_1^k = P_2V_2^k = Cte. \quad (3.15)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}, \quad \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k = \frac{P_1}{P_2} \quad (3.16)$$

Combinando (3.15) y (3.14):

$$\frac{u_1^2}{2g_c} + \frac{k}{k-1}(P_1V_1) = \frac{u_2^2}{2g_c} + \frac{k}{k-1}(P_2V_2) = Cte. \quad (3.17)$$

Otra forma útil de la ecuación general de energía que considera $dZ=0$, $d'Q=0$, $d'W=0$,

$\alpha = 1.0$, es:

$$dH + \frac{udu}{g_c} = 0, \quad H_1 + \frac{u_1^2}{2g_c} = H_2 + \frac{u_2^2}{2g_c} = Cte. \quad (3.18)$$

B. VELOCIDAD DEL SONIDO.

La velocidad del sonido al través de un medio continuo es la velocidad de una onda de compresión en movimiento adiabático y sin fricción en dicho medio (i.e. isoentrópico)

$$u_s = \left[g_c \left(\frac{dP}{d\rho} \right)_s \right]^{1/2} = \left(\frac{g_c}{\rho K_s} \right)^{1/2} = \left(\frac{g_c kP}{\rho} \right)^{1/2} = \left(\frac{g_c kRT}{M} \right)^{1/2} \quad (3.19)$$

K_s : coeficiente de compresibilidad adiabática, (pie²/lbf).

$$K_s = \frac{1}{\beta} = -\left(\frac{1}{V} \right) \left(\frac{\partial V}{\partial P} \right)_s$$

u_s : velocidad del sonido (pie/seg)

C. NUMERO DE MACH (Ma).

El criterio para definir el tipo de flujo isoentrópico de un fluido compresible se establece por medio del número de Mach, el que se define como el cociente de la

velocidad de un gas entre la velocidad del sonido en el gas a las condiciones de flujo del mismo:

$$Ma = \frac{u}{u_s}, \quad \begin{array}{ll} Ma < 1 & \text{El flujo es subsónico} \\ Ma = 1 & \text{El flujo es sónico} \\ Ma > 1 & \text{El flujo es supersónico} \end{array} \quad (3.20)$$

3.06 FLUJO DE FLUIDOS COMPRESIBLES EN TOBERAS Y DIFUSORES.

El uso de toberas convergente-divergentes es de gran importancia, entre otras aplicaciones, en la generación de vacíos por medio de eyectores; siendo éstos equipos en los que se utilizan las toberas de expansión o simplemente toberas y las toberas de compresión o difusores. Las toberas y los difusores constan de una sección corta de diámetro constante denominada garganta.

En una tobera el fluido ingresa a la sección convergente a una velocidad subsónica ($Ma < 1$), alcanza en la garganta la velocidad máxima que puede obtenerse en un ducto de área de sección transversal constante y que corresponde a la velocidad sónica, cuyo $Ma = 1$ [12]; pasa a la sección divergente en la que alcanza una velocidad supersónica ($Ma > 1$); con menor presión y densidad, en virtud de la expansión del fluido, (fig. 3.3). En un difusor el fluido entra a la sección convergente a una velocidad supersónica ($Ma > 1$), reduce su velocidad en la garganta a una velocidad sónica ($Ma = 1$) y sale de la sección divergente a una velocidad subsónica ($Ma < 1$), con mayor presión y densidad debido a la compresión del fluido, (Fig.: 3.3).

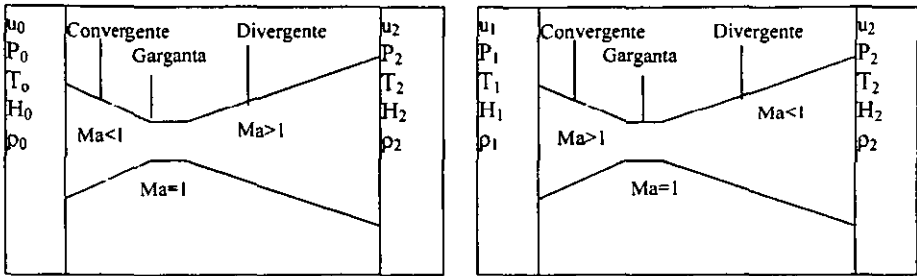


Fig. 3.3 : Números de Mach en Toberas y Difusores.

A. TOBERAS.

El máximo flujo de masa W en una tobera se alcanza en la garganta, es decir en las condiciones de velocidad sónica [5]. La velocidad u_2 en cualquier sección de una tobera, se obtiene de la ecuación (3.18), considerando que las condiciones del fluido a la entrada a la sección convergente son u_0 , H_0 , T_0 , P_0 , ρ_0 y considerando que la velocidad u_0 es despreciable.

$$u_2 = [2g_c (H_0 - H_2)]^{1/2} \quad (3.21)$$

Otras formas de u_2 :

$$u_2 = \left[2g_c C_p T_0 \left(1 - \frac{T_2}{T_0} \right) \right]^{1/2} = \left\{ 2g_c C_p T_0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{1/2} \quad (3.22)$$

Relaciones útiles entre un punto cualquiera 2 y la entrada a una tobera son las siguientes ($u_0 = 0$, $Ma_0 = 0$).

$$\frac{T_0}{T_2} = 1 + \frac{k-1}{2}(Ma_2)^2, \quad \frac{P_0}{P_2} = \left[1 + \frac{k-1}{2}(Ma_2)^2\right]^{k/(k-1)}, \quad \frac{\rho_0}{\rho_2} = \left[1 + \frac{k-1}{2}(Ma_2)^2\right]^{1/(k-1)} \quad (3.23)$$

Cuando el punto 2 es la garganta: $Ma_2 = 1$, $u_2 = u^* = (g_c k R T^* / M)^{1/2}$; las condiciones

(*) se refieren a la garganta:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1}, \quad \frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}}, \quad \frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k+1}} \quad (3.24)$$

Los valores anteriores son valores mínimos que pueden alcanzarse en la garganta de una tobera para un fluido en particular fluyendo en condiciones sónicas. Si las condiciones en la garganta son subsónicas, estos valores pueden ser mayores. En el caso de P^*/P_0 , algunos valores típicos de este cociente crítico son los siguientes:

$k=1.3$,	$P^* = 0.545 P_0$	Vapor de agua (especialmente 200-300 psia)
$k=1.4$,	$P^* = 0.528 P_0$	Aire y gases diatómicos
$k=1.67$,	$P^* = 0.487 P_0$	Gases monoatómicos.

El flujo de masa W de un fluido compresible por cualquier área de sección transversal A_2 a lo largo de una tobera es:

$$W = \rho_2 u_2 A_2 = A_2 \left\{ 2g_c P_0 \rho_0 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \right\}^{1/2} \quad (3.25)$$

La ecuación (3.25) es aplicable para condiciones de flujo subsónico o sónico en la garganta; sin embargo, cuando el punto 2 es la garganta y las condiciones en ella son sónicas, $P_2/P_0 = P^*/P_0$, $A_2 = A^*$ y $W = W^* = W_{\text{máximo}}$, por lo que substituyendo P^*/P_0

de la ec. (3.24) en la ec. (3.25), se obtiene la ecuación aplicable al flujo máximo en una tobera con flujo sónico en la garganta:

$$W \text{ max} = W^* = \rho^* u^* A^* = A^* \left[g_c P_0 \rho_0 k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{1/2} \quad (3.26)$$

Factores de corrección: Las desviaciones del flujo real respecto al flujo isentrópico se consideran mediante la eficiencia de conversión de energía η_n , el factor de corrección de la velocidad η_u ; y el coeficiente de descarga de la tobera C_n , los que se definen según lo siguiente:

$$\eta_n = \frac{(u_2')^2}{(u_2)^2} = \frac{H_0 - H_2'}{(H_0 - H_2)_S} \quad (3.27)$$

H_2' = entalpía real del fluido en la descarga de la tobera

u_2' = velocidad real del fluido en la descarga de la tobera.

$(H_0 - H_2)_S$ = diferencia de entalpías en el proceso isentrópico.

$$\eta_u = \frac{u_2'}{u_2} = (\eta_n)^{1/2}, \quad u_2' = \sqrt{2g_c \eta_n (H_0 - H_2)_S} \quad (3.28)$$

$$C_n = \frac{W'}{W} = \frac{W'}{\rho_t u_t A_t}, \quad W' = C_n W \quad (3.29)$$

W' = Flujo real de masa

W = Flujo ideal de masa

ρ_t, u_t, A_t = densidad, velocidad y área en la garganta.

$$\eta_u = (\eta_n)^{1/2} = C_n.$$

Valores típicos de estos factores de corrección en toberas bien diseñadas son:

$$\eta_n = 0.95 [13], \quad \eta_u = 0.97 \quad \text{y} \quad C_n = 0.97 [14].$$

B. DIFUSORES

Las toberas de comprensión o difusores pueden convertir la energía cinética en energía de presión, mediante una comprensión isentrópica [15]. Un difusor puede visualizarse como una tobera a la que se le invierte la dirección del flujo; es decir, que el flujo entra a un difusor a una velocidad supersónica, se convierte en sónica en la garganta y alcanza una velocidad subsónica en la sección divergente; generándose una comprensión del fluido debido a la conversión de la energía cinética en energía de presión. Las ecuaciones desarrolladas anteriormente para toberas también son aplicables a los difusores, excepto por la notación de los puntos terminales 0 y 2, los que deben substituirse por 2 y 1 respectivamente ($u_2 = 0$, $u_1 =$ supersónica, ver la figura 3.5)

Factores de Corrección: La eficiencia de un difusor es inferior a la de una tobera debido a que en la sección divergente del primero se genera mayor turbulencia que en la de una tobera produciéndose ondas de choque que causan que el proceso de comprensión presente mayor irreversibilidad y, en consecuencia, mayor generación de calor.

La eficiencia del difusor se define por:

$$\eta_d = \frac{(H_2 - H_1)_s}{u_1^2 / 2g_c} = \frac{(H_2 - H_1)_s}{H_2' - H_1} = \frac{T_2 - T_1}{T_2' - T_1} = \frac{(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1}{\frac{k-1}{2} Ma_1^2} \quad (3.30)$$

H_2' : entalpía real del fluido en la descarga de difusor, $H_2' > H_2$

T_2' : temperatura real del fluido en la descarga del difusor $T_2' > T_2$

El coeficiente de presión o eficiencia dinámica se define por:

$$\eta_r = \frac{\Delta P_{real}}{\Delta P_{ideal}} = \frac{P_2' - P_1}{P_2 - P_1} \quad (3.31)$$

P_2' : presión real en la descarga del difusor: $P_2' < P_2$

El coeficiente de corrección del flujo de masa es:

$$C_d = \frac{W_{real}}{W_{ideal}} = \frac{W'}{W} \quad , \quad W' = \frac{1}{(\eta_d)^{1/2}} \rho_1 u_1 A_1 \quad , \quad C_d = \frac{1}{(\eta_d)^{1/2}} \quad (3.32)$$

Valores típicos de estos factores para difusores bien diseñados son $\eta_d = 0.90$ y

$\eta_r = 0.85$.

4.0 EYECTORES

Los eyectores son equipos que se utilizan en la generación de vacíos industriales, los cuales, mediante la conversión de la energía de presión a energía de velocidad de un fluido motor, acarrear a un segundo fluido, transfiriéndole su momentum, mezclándolo íntimamente con la corriente motriz e impartiendo una velocidad uniforme a toda la mezcla, para posteriormente comprimirla y descargarla fuera del equipo o sistema del cual se requiere generar un vacío.

4.01 PRINCIPIO DE OPERACION

Los eyectores consisten de cinco partes principales (figura 4.1): Una cámara de admisión del fluido motor (1), una tobera convergente-divergente (2), una extensión de la tobera (a veces requerida), una cámara de succión (3) y un difusor (4). El fluido motor con alta presión y baja velocidad ingresa a la cámara de admisión (1) y se expande en la tobera (2) hasta una presión correspondiente al vacío deseado. El fluido motor emerge de la tobera a una velocidad considerablemente alta, generalmente supersónica (3000-5000 pies/s), debido a la conversión de la energía de presión a energía cinética. Esta expansión crea una zona de baja presión en la cámara de succión (3), dando origen a que un fluido secundario sea arrastrado y mezclado con la corriente motriz, en virtud de una transferencia de cantidad de movimiento del fluido principal al secundario, de tal manera que la mezcla entra al difusor (4) a una velocidad inferior a la de la descarga de la tobera (2). En el difusor la mezcla es comprimida y descargada a una presión mayor (5) que la de succión, pero considerablemente menor que la de admisión del fluido principal (1).

En la figura 4.1 se muestran también los perfiles de presión y velocidad y el proceso de expansión-mezclado-compresión en un diagrama de Mollier [16]. El fluido motor normalmente es vapor de agua o aire.

Cuantitativamente la operación de un eyector puede visualizarse de acuerdo a la figura 4.1 y a la siguiente discusión, en la que se considera que las corrientes motriz e inducida consisten del mismo fluido (por ejemplo vapor de agua): La expansión isoentrópica del fluido motor 1-(2)_s, en la tobera convergente-divergente genera un cambio de entalpía ($H_1 - H_2$)_s; sin embargo, debido a la fricción, la expansión real sigue la trayectoria 1-2, con un cambio de entalpía dado por:

$$H_1 - H_2 = \eta_n (H_1 - H_2)_s \quad (4.1)$$

En donde los cambios de entalpía se refieren a los puntos indicados en la figura 4.1 y están considerados en BTU/lb.

η_n = Eficiencia de la tobera convergente-divergente.

$H_1 - H_2$ es adicionalmente disminuido por la transferencia de momentum de la corriente motriz a la inducida, por lo que la expansión después de esta transferencia puede representarse por la trayectoria 1-2' con un cambio de entalpía $H_1 - H_2'$ que es la energía real disponible después de dicha expansión:

$$H_1 - H_2' = \eta_m (H_1 - H_2) = \eta_m \eta_n (H_1 - H_2)_s \quad (4.2)$$

η_m = eficiencia de la transferencia de momentum

H_2' =Entalpía después de la transferencia de momentum a P_3 , T_3 .

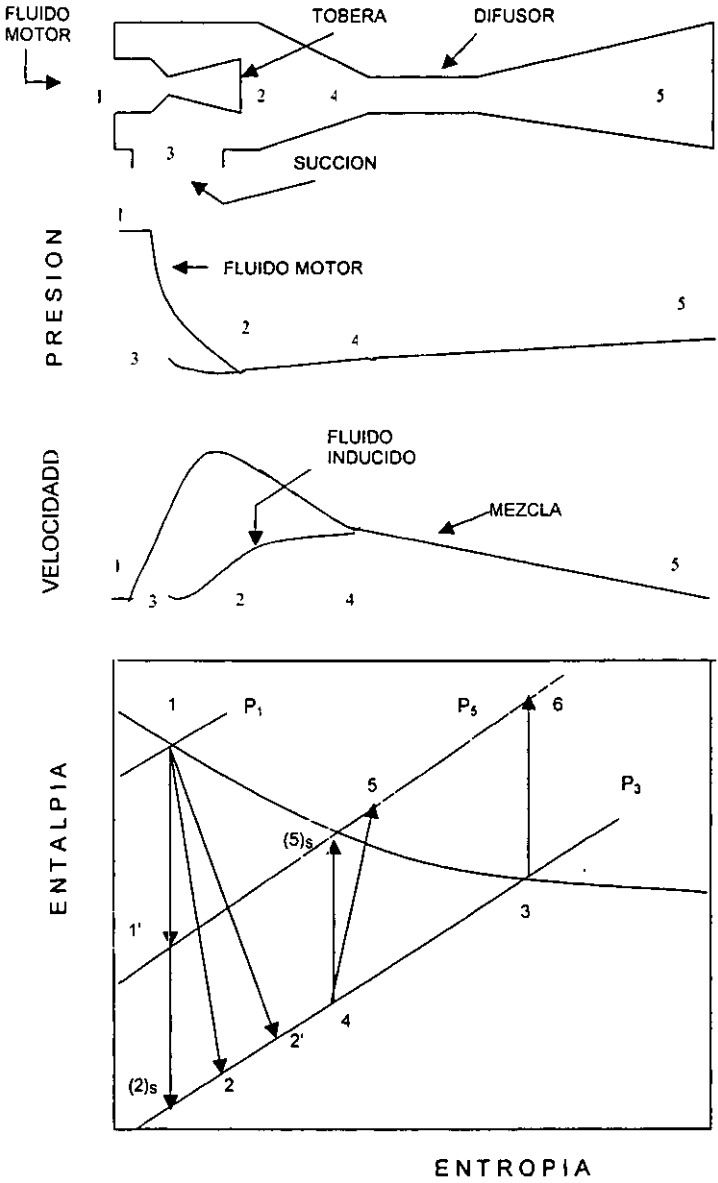


FIG. 4.1 PROCESO DE EXPANSION, MEZCLADO Y COMPRESIÓN DE UN FLUIDO EN UN EYECTOR

En la sección de mezclado del difusor, punto 4, el fluido secundario de 3, en estado de vapor saturado a P_3 , calidad $X_3 = 1.0$, se mezcla isotérmica e isobaricamente con el vapor no saturado de 2' del fluido motor, de calidad $X_{2'}$, para dar una mezcla con las características del punto 4, de calidad X_4 , de donde es comprimida mediante el difusor del eyector hasta el punto $(5)_s$, siguiendo una compresión isoentrópica, con un cambio de entalpía $(H_5 - H_4)_s$. Sin embargo, la fricción en el difusor generará una compresión real con trayectoria 4-5 y con un cambio de entalpía $(H_5 - H_4)$, que se estima mediante:

$$(H_5 - H_4) = (1/\eta_d) (H_5 - H_4)_s \quad (4.3)$$

η_d = eficiencia del difusor

La energía disponible de la expansión real $(H_1 - H_2)$ es igual a la energía requerida para la compresión $(H_5 - H_4)$, por lo que:

$$W_1 (H_1 - H_2) = (W_1 + W_2) (H_5 - H_4) \quad (4.4)$$

W_1 = Flujo de masa del fluido motor, lb/hr

W_2 = Flujo de masa del fluido secundario, lb/hr

Substituyendo (4.2) y (4.3) en (4.4):

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{(H_5 - H_4)_s}{\eta_n \eta_m \eta_d (H_1 - H_2)_s - (H_5 - H_4)_s}, \quad \frac{W_2}{W_1} = \frac{(H_1 - H_2)_s}{(H_5 - H_4)_s} \eta_n \eta_m \eta_d - 1 \quad (4.5)$$

Las calidades de vapor no saturado $(X_2)_s$ y X_2 están relacionadas en la siguiente ecuación:

$$[X_2 - (X_2)_s] \lambda = H_2 - (H_2)_s = (1 - \eta_n)(H_1 - H_2)_s \quad (4.6)$$

Similarmente, las calidades del vapor X_2 y X_2' están relacionadas por:

$$(X_2' - X_2) \lambda = H_2' - H_2 = (1 - \eta_m)(H_1 - H_2) = (\eta_n - \eta_n \eta_m)(H_1 - H_2)_s \quad (4.7)$$

La calidad de la mezcla de vapores X_4 está relacionada a los balances de vapor seco y al de masa total:

$$W_1 X_2 + W_2 X_3 = W_3 X_4 \quad (4.8)$$

$$W_1 + W_2 = W_3 \quad (4.9)$$

$$X_3 = 1.0, \text{ por lo que } X_4 = \frac{W_1 X_2 + W_2}{W_3} \quad (4.10)$$

Para estimar la cantidad de fluido motor, W_1/W_2 , mediante la ecuación (4.5), se supone un valor de X_4 , entre X_2 y 1.0 y se evalúa H_4 por medio de :

$$H_4 = (X_4 - X_2)\lambda + H_2' = X_4\lambda + H_{LS} \quad (4.11)$$

λ , por supuesto es el calor latente de evaporación a P_3 . H_{LS} es la entalpía del líquido saturado, también a P_3 ; ambas cantidades en BTU/lb.

La entropía de la mezcla S_4 está dada por:

$$S_4 = X_4 S_{ev.} + S_{LS} \quad (4.12)$$

$S_{ev.}, S_{LS}$ = Entropía de evaporación y del líquido saturado a P_3 (BTU/lb°R)

Las propiedades en el punto 5, se estiman a partir de la compresión ideal isoentrópica de 4 a 5, tal que $S_4 = (S_5)_s$. La temperatura $(T_5)_s$ se estima de la ecuación siguiente [15]:

$$\Delta S = (S_5^* - S_5) + \int_{(T_5)_s}^{T_4} C_p \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_4}{P_5} - (S_4^* - S_4) - (1 - X_4) \frac{\lambda}{T_4} = 0 \quad (4.13)$$

$(S^* - S)$ = Entropía residual respecto al valor de gas ideal. S^* = Entropía en el estado de gas ideal. S = entropía en el estado real.

Notando que $T_4 = T_3$, $P_4 = P_3$, que a presiones de vacío las desviaciones de la entropía son irrelevantes, como puede observarse en una gráfica de correlación generalizada de

desviación de la entropía [15], y que, en consecuencia, los términos primero y cuarto del lado derecho de (4.13) se cancelan, dicha ecuación se simplifica a:

$$\int_{(T_3)_s}^{T_3} Cp^* \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_3}{P_5} - (1 - X_4) \frac{\lambda}{T_3} = 0 \quad (4.14)$$

Con un valor promedio de Cp^* , correspondiente a la mezcla de fluidos motor e inducido (o bien con un Cp^* en función de la temperatura), puede resolverse la ecuación anterior para $(T_3)_s$:

$$(T_3)_s = \frac{T_3}{\left[\left(\frac{P_3}{P_5} \right)^R e^{\frac{(1-X_4)\lambda}{T_3}} \right]^{\frac{1}{Cp^*}}} \quad (4.15)$$

$$R = 1.987 \text{ Btu/lbmol}^\circ\text{R}, \quad Cp^* = \text{Btu/lbmol}^\circ\text{R}, \quad P = \text{psia}, \quad T = ^\circ\text{R}$$

Mediante un diagrama de Mollier la estimación de $(T_3)_s$ se simplifica. En el caso de la entalpía de la mezcla comprimida $(H_3)_s$ puede estimarse mediante:

$$(H_3)_s = (1 - X_4)\lambda + \int_4^{(T_3)_s} Cp^* dT + H_4 \quad (4.16)$$

Con esta estimación de $(H_3)_s$ se calcula (W_1/W_2) de la ecuación (4.5) y con este valor, considerando $W_2 = 1.0 \text{ lb/hr}$, se verifica la suposición de X_4 mediante la ecuación (4.10) o bien utilizando la ecuación correspondiente a un balance total de energía para el eyector:

$$W_1 H_1 + W_2 H_3 = (W_1 + W_2)H_4 \quad (4.17)$$

Donde H_4 obtenida debe coincidir con el valor de la ec. (4.11).

La temperatura real T_5 , y la entropía real S_5 , pueden estimarse mediante las ecuaciones siguientes:

$$H_s - (H_s)_s = \bar{C}_p^* [T_s - (T_s)_s] \quad (4.18)$$

H_s se estima usando la ecuación (4.3). En el caso de la entropía S_s :

$$S_s = (S_s)_s + \bar{C}_p^* \ln \left(\frac{T_s}{T_s} \right) \quad (4.19)$$

Debe notarse que este procedimiento depende del conocimiento de η_n , η_m y η_d . Valores típicos promedio de estas eficiencias se han indicado en la sección 3.06, con referencia a la discusión de toberas (ecuaciones 3.27 a 3.29) y de difusores (ecs. 3.30 a 3.32), como $\eta_n = 0.95$ [14], y $\eta_d = 0.90$ [15, 26].

El valor de η_m depende de la posición de la tobera respecto al difusor, ya que cerca del difusor la eficiencia η_m es baja y la compresión es alta; en tanto que lejos del difusor, sucede lo contrario. En el caso de termocompresores $\eta_m = 0.80$ es un valor promedio [15, 26]. En eyectores manejando condensables valores de 0.60 - 0.70 pueden presentarse, y manejando incondensables valores inferiores a 0.50 pueden esperarse.

EFICIENCIA. La eficiencia de eyectores $\eta = \eta_n \eta_m \eta_d$ involucrada en la ecuación (4.5) se refiere a una eficiencia de transferencia de momentum o de arrastre del fluido secundario que permite estimar W_1/W_2 . Sin embargo, con el propósito de homologar a los eyectores con los compresores, y comparar el grado de utilización de la energía suministrada a eyectores respecto de bombas mecánicas de vacío, se define una eficiencia térmica η_T , para eyectores de manera idéntica que la eficiencia de un compresor [1, 32].

$$\eta_T = \frac{HP_{isoentrópico}}{HP_{real}} = \frac{(HP)_s}{(HP)_R} \quad (4.20)$$

$(HP)_S$ = Potencia teórica para comprimir W_2 lb/hr de fluido secundario a P_3 , T_3 hasta P_6 , T_6 (figura 4.1), y puede estimarse mediante la ecuación siguiente:

$$(HP)_S = \left(\frac{k}{k-1} \right) \frac{W_2 RT_3}{M(550)(3600)} \left[\left(\frac{P_6}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.21)$$

$R = 1545 \text{ lb}_f\text{-pie/lbmol}^\circ\text{R}$

$(HP)_R$ se estima a partir del consumo de vapor de agua real requerido por el eyector, considerando la expansión de P_1 hasta P_1' (ver fig. 4.1), así como el factor de conversión $0.293 \text{ Kw-h} = 1000 \text{ BTU}$.

$$(HP)_R = W_1(H_1 - H_V) \left(\frac{0.293}{10^3} \right) \left(\frac{1}{0.746} \right) \quad (4.22)$$

La eficiencia η_T , definida por la ec. (4.20) también es equivalente a la siguiente expresión [15]:

$$\eta_T = \left(\frac{W_2}{W_1} \right) \frac{(H_6 - H_3)_S}{(H_1 - H_V)_S} \quad (4.23)$$

La eficiencia η_T es baja, del orden de 1-6% cuando se manejan incondensables[1, 32]; y de 15-30% cuando ambos fluidos son vapor de agua[15], siendo 18% un valor típico para un sistema de tres etapas [1].

4.02 NOMENCLATURA DE EYECTORES [17].

Algunos nombres de designación de eyectores en función del servicio son:

Eyector. Término general usado para designar a todos los equipos que operan bajo el principio antes descrito. También se llaman "bombas de propulsión a chorro".

Eductor. En este caso el fluido motor es un líquido

Existen otras denominaciones para estos equipos tales como sifón, inyector, soplador, etc.; sin embargo, de manera general se considera que cuando el fluido motor es un gas o

vapor el equipo es un eyector, en tanto que si este fluido es un líquido se trata de un eductor.

4.03 CONSTRUCCION

Los eyectores son de construcción simple, bajos costos iniciales, consistentes de pocas partes, todas ellas sin movimiento. Son construidos de cualquier material que pueda ser maquinado, capaces de manejar fluidos secos, húmedos y corrosivos. Su operación es simple y se construyen en una variedad de tamaños. Las partes principales de un eyector, de acuerdo a la figura 4.1 consisten de lo siguiente:

Caja de Admisión del Fluido Motor: En esta parte están contenidos la entrada bridada o roscada de dicho fluido, la brida para acoplar esta parte a la cámara de succión, una conexión roscada para colocar la extensión de la tobera, pudiendo incluir conexiones para manómetro, venteo y drenaje.

Tobera: Se encuentra alojada dentro de la cámara de admisión. Se clasifican en convergentes y convergente-divergentes, siendo el primer tipo usado en eductores y el segundo en eyectores.

Extensión de la tobera: Esta parte tiene por objeto acercar o alejar la tobera del difusor, con el objeto de diseñar la eficiencia y el cociente compresión.

Difusor: Este elemento mezcla los fluidos y convierte la velocidad en energía de presión. En la entrada al difusor, la corriente motriz a alta velocidad es rodeada por el fluido de succión, mezclándose con él en la sección convergente, obteniéndose una mezcla uniforme en la sección recta o garganta. Finalmente en la sección divergente, la velocidad de la mezcla disminuye y la presión aumenta.

Cámara de Succión: La cámara de succión es el cuerpo del eyector, conteniendo la boquilla de succión, así como una conexión bridada para unirse al difusor, en caso de que ambas partes sean de construcción separada.

A. MATERIALES DE CONSTRUCCION

Los eyectores se construyen de una amplia variedad de materiales como hierro fundido, aceros al carbón, inoxidable, hastelloy, titanio, bronce, grafito, pvc, poliéster, fibra de vidrio, etc.[18].

El estándar del Heat Exchange Institute (HEI) para eyectores operados con vapor de agua [14], establece los siguientes materiales para la construcción de estos equipos:

Difusor	Placa de acero al carbón	ASTM A36, A283, A285, A515, A516.
	Placa de acero inoxidable	A240 (UNS S30400), A240(UNS S31600)
	Barra de acero inoxidable	A36, A675
Difusor	Barra de acero inoxidable	A276 (UNS S30400, S 31600) A479 (UNS S31600)
	Hierro fundido	A48, A278, A395
	Acero fundido	A743, A744, A351
Tobera y extensión de la Tobera	Barra de acero inoxidable	A276 (UNS S30400), A276 (UNS S31600), A479(UNS S31600) A582(UNS S30300, S41600)
	Placa de acero inoxidable	A240 (UNS S30400, S31600)

Caja de admisión de vapor	Barra de acero al carbón	A36, A675
	Tubería de acero	A53, A106, A335
	Acero fundido	A216, A217
	Acero inoxidable fundido	A743, A744, A351
	Acero al carbón forjado	A105, A181
	Acero inoxidable forjado	A182(UNS S31600, S32100, S34700)
	Cámara de Succión	Placa de acero al carbón
Placa de acero inoxidable		A240 (UNS S30400, S31600)
Tubería de acero al carbón		A312, A376
Hierro fundido		A48, A278, A395
Acero fundido		A27, A216, A217
Bronce fundido		B62, B584
Acero inoxidable fundido		A743, A744, A351

B. TAMAÑO

El tamaño de un eyector está en función de la dimensión de la boquilla de succión, siendo, en la mayoría de los casos la conexión de descarga del difusor del mismo diámetro de la succión. Estos se construyen desde ½" diámetro hasta fabricaciones especiales tan grandes como 96" de diámetro y 30 metros de longitud.

4.04 SISTEMAS DE EYECTORES

Los eyectores pueden arreglarse para operar en una etapa o en etapas múltiples, incluyendo o no condensadores de superficie o barométricos entre las etapas, dando lugar a que el sistema reciba el nombre de **Condensante** o **no Condensante**. También se puede incluir un postcondensador después de la descarga de la etapa final.

En sistemas de etapas múltiples se logran menores presiones absolutas de vacío que en sistemas de una etapa. Los intercondensadores son usados para condensar los vapores procedentes de una etapa anterior, reduciéndose de esta manera, la carga de entrada a la etapa siguiente y la cantidad de fluido motor requerida. Los postcondensadores no afectan la economía del fluido motor ni la operación del sistema, operan normalmente a presión atmosférica, evitan el ruido del vapor de escape y permiten que el vapor de agua sea recuperado. Los Intercondensadores y postcondensadores pueden ser del tipo de superficie (de coraza y tubos) o del tipo de contacto directo (barométricos).

Estos sistemas consisten de eyectores y condensadores arreglados en serie o en paralelo. La figura 4.2 muestra un esquema de un sistema de vacío de una columna de destilación al vacío y la nomenclatura que se sigue para denominar las diferentes etapas de un sistema. Cada una de las etapas ha sido marcada con una letra las que se asignan en el orden invertido del alfabeto, es decir, la etapa final siempre será la etapa Z (EJ-Z, en la figura 4.2), la etapa anterior es la etapa Y (EJ-Y) y así sucesivamente (EJ-X). Los intercondensadores se identifican por las dos letras de los eyectores entre los que se encuentren localizados (C-XY, C-YZ)

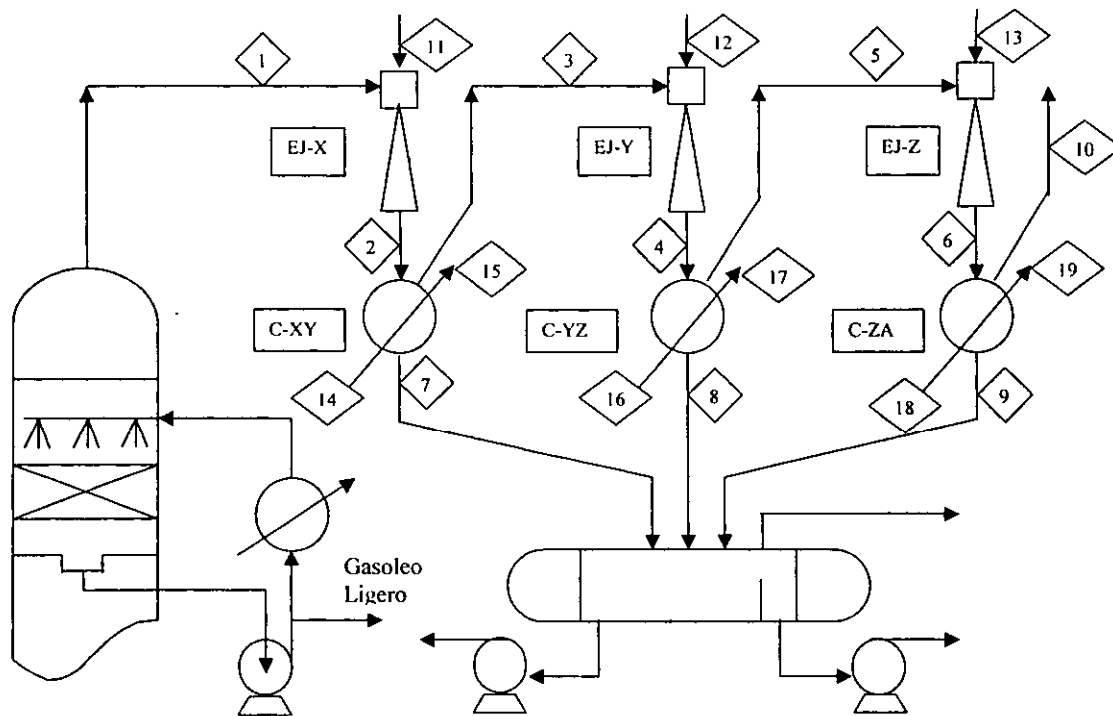


FIG. 4.2 SISTEMA DE VACIO CONDENSANTE DE TRES ETAPAS BASADO EN EYECTORES Y CONDENSADORES DE SUPERFICIE

Un postcondensador se identifica como ZA (C-ZA), en tanto que un precondensador se identificaría con la letra P seguida de la letra de la primera etapa.

4.05 CAPACIDAD DE GENERACION DE VACIO

Una operación de producción de vacío debe llevarse al cabo con el mínimo número de etapas. La mayoría de las aplicaciones de los eyectores caen en las regiones de vacío bajo (760 -1.0 Torr) y medio ($1.0 \cdot 10^{-3}$ Torr) [1]. Las siguientes presiones son consideradas las mínimas que pueden alcanzarse en sistemas de eyectores de hasta siete etapas:

Etapas	Presión de Succión (Torr)		Capacidad(una etapa) Pie ³ /min 10 -10 ⁶ [1]
	A carga cero [19]	Práctica aplicable [1]	
Una	30	75	
Dos	3	12	
Tres	0.80	1	
Cuatro	0.08	0.20	
Cinco	0.01	0.02	
Seis	≤0.003 [20]	0.003	
Siete	≤0.0005 [20]		

En sistemas de etapas múltiples la presión de descarga de la primera etapa y las presiones de succión y de descarga de las etapas intermedias son seleccionadas por una división adecuada de la compresión total entre las diversas etapas [14]. La ultima etapa, por supuesto, debe ser diseñada para descargar a la presión atmosférica más la contrapresión impuesta por el sistema de tubería o equipo al cual descargan. Los

eyectores de línea normalmente son diseñados para operar con una contrapresión no mayor de 1.0 psig (51.7 Torr), aunque es posible diseñarlos para operar a contrapresiones de hasta 5 psig [19]. Enseguida se indican las presiones absolutas recomendadas entre etapas de sistemas condensantes y no condensantes de eyectores de dos etapas [21]:

1ª. ETAPA Psucción (Torr)	PRESION ENTRE ETAPAS RECOMENDADA (TORR)				
	SISTEMA NO CONDENSANTE	SISTEMA CONDENSANTE			
		% INCONDENSABLES ENTRANDO A LA 1ª. ETAPA			
		25%	50%	75%	100%
10	100	100	100	115	125
12.7	115	100	100	115	125
15	125	115	115	125	140
20	140	115	125	140	150
25	150	125	140	165	175
30	165	140	165	175	190
40	175	140	175	190	200
45	175	150	190	200	200
50	190	150	190	200	215
65	190	165	215	225	240
75	200	175	225	240	250
90	225	190	240	265	280
100	250	200	250	280	290
115	265	215	280	290	300
125	280	215	280	300	300

El cociente de compresión de un eyector de una etapa puede alcanzar valores de hasta 20:1, sin embargo, altos cocientes producen eyectores muy ineficientes, siendo el máximo recomendado de 10:1. En muchos casos un diseño económico limita este valor a 6:1.

Los intervalos de presión de succión y de descarga para sistemas de eyectores de una a seis etapas se indican a continuación [22]:

LETRA DESIGNADA	POSICIÓN EN EL SISTEMA	PRESION DE SUCCION (Torr)	PRESION DE DESCARGA (Torr)
Z	Única	76.2 - 305	762 - 813
Y	1ª de 2 etapas	12.70 - 102	102 - 254
X	1ª de 3 etapas	2.54 - 25	25 - 76
W	1ª de 4 etapas	0.20 - 4	2 - 20
V	1ª de 5 etapas	0.02 - 0.4	0.4 - 3
U	1ª de 6 etapas	0.01 - 0.08	0.08 - 0.4

Los intervalos de vacíos indicados anteriormente pueden servir de guía en el diseño de sistemas de eyectores, junto con el criterio de selección que se muestra en la tabla 4.1 [23], siendo estos arreglos óptimos que los fabricantes construyen para la industria.

4.06 SISTEMAS CONDENSANTES Y NO CONDENSANTES

Si el vacío requerido es inferior a 75-100 Torr, la capacidad de succión es relativamente grande y la operación se requiere continua, normalmente se decidirá por un sistema condensante con el objeto de obtener la mayor economía del fluido motor [24]. Cuando sea indeseable descargar a la atmósfera grandes cantidades de vapor de agua o de condensables, se debe considerar el uso de un **postcondensador**, el que, además disminuirá el nivel de ruido [19].

Si la carga de succión contiene grandes cantidades de condensables, se debe hacer uso de un **Precondensador** a fin de reducir la carga del sistema de vacío. La limitación para considerar el uso de un precondensador es la temperatura del agua de enfriamiento

PRESION SUCCION (Torr)	ARREGLO DEL SISTEMA	No. ETAPAS	OBSERVACIONES
75-1000	Z	Una	Una etapa. Arreglo normal
75-250	PZ	Una	Carga con mucho condensable, poco incond.
50-150	PYCZ	Dos	Carga con mucho condensable
	PYZ	Dos	Carga con mucho condensable, poco incond.
10-150	YCZ	Dos	Dos etapas. Arreglo normal
	YZ	Dos	Carga pequeña, Evacuación
1.5-25	XCYCZ	Tres	Tres etapas. Arreglo normal
	XYCZ	Tres	Carga de incondensables pequeña
	XCYZ	Tres	Alta temperatura de agua enfriamiento
	XYZ	Tres	Carga pequeña.
0.25-3.0	WCXCYZ	Cuatro	Cuatro etapas. Arreglo normal
	WXCYZ	Cuatro	Carga de incondensables pequeña
	WCXYZ	Cuatro	Alta temperatura de agua enfriamiento
	WXYZ	Cuatro	Carga pequeña
0.05-0.50	VCWCXYZ	Cinco	Cinco etapas. Arreglo normal
	VWCXYZ	Cinco	Carga de incondensables pequeña
	VCWXYZ	Cinco	Alta temperatura de agua enfriamiento
	VWXYZ	Cinco	Carga pequeña
0.001-0.09	UCVCWXYZ	Seis	Seis etapas. Arreglo normal
	UVCWXYZ	Seis	Carga de incondensables pequeña

Tabla 4.1 Criterio de selección de Sistemas de Eyectores de Etapas Múltiples condensantes y no condensantes.

U,V,W,X,Y,Z: Ejector P: Precondensador C: Intercondensador

de la cual se dispone y la presión absoluta de la carga de succión. Es decir, la temperatura

de rocío de la carga de succión puede ser muy baja, debido a una presión absoluta también baja, tal que la temperatura del agua de enfriamiento disponible no permita la condensación de tales vapores. Naturalmente que esto aplica a cualquier condensador.

La presión de la carga de succión debe ser ≥ 44 Torr, la cual requiere agua de enfriamiento de 80 °F máximo [25]. Si la presión es menor normalmente se instalan eyectores reforzadores a fin de incrementar la presión de dicha carga de succión desde 12 Torr [20] hasta a un nivel tal que los vapores puedan condensarse con el agua de enfriamiento disponible [27]. La figura 4.3 proporciona un criterio de selección de condensadores de superficie y barométricos en función de la temperatura del agua de enfriamiento y de la presión absoluta en el condensador [1].

Los sistemas no condensantes son usados en servicios intermitentes o de baja capacidad, mientras que en los servicios continuos de alta capacidad, se requieren considerar sistemas condensantes.

4.07 FUNCIONAMIENTO

Los factores involucrados en el funcionamiento de los eyectores son la presión, la temperatura y la calidad del vapor de agua; la cantidad, la temperatura y la presión del fluido de succión; la temperatura del agua de enfriamiento y la presión de descarga del eyector. Algunos términos usados como terminología específica de eyectores se definen enseguida [14]:

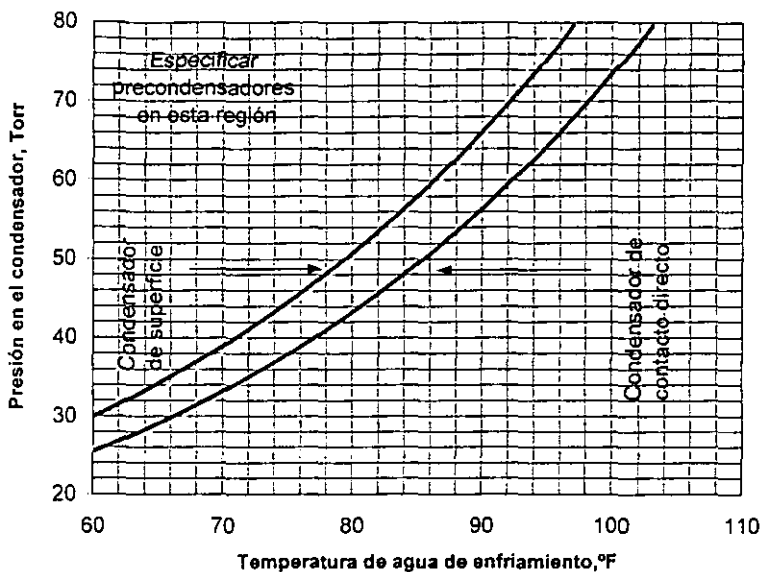


Fig. 4.3 Selección de Precondensadores

Capacidad: Es el flujo de gases y vapores a las condiciones de succión (lb/hr). Puede consistir de infiltraciones de aire, gases incondensables del proceso y vapores condensables.

Estabilidad: Característica de funcionamiento de un eyector que produce una presión de succión sin fluctuaciones, es decir estable.

Presión de Ruptura: Presión del fluido motor o bien presión de la descarga que causa que el eyector opere inestablemente. Esta presión es alcanzada cuando la presión del

vapor de agua es disminuida desde una operación estable hasta una condición de inestabilidad, la cual corresponde a la presión de ruptura para una presión de descarga constante. Esta presión de ruptura también es alcanzada cuando la contrapresión es aumentada a un valor mayor que el correspondiente al de diseño del eyector.

Presión de Recuperación: Es la presión del fluido principal o bien la presión de descarga a la cual el eyector recupera su condición de funcionamiento estable. La presión de recuperación se consigue cuando la presión del vapor de agua se incrementa o cuando la contrapresión se disminuye.

Aire Equivalente: Flujo en lb/hr de aire a 70 °F que es equivalente al flujo de gases y vapores manejados por el eyector a las condiciones de succión. Este es el estándar industrial con el que se tasan los eyectores.

Presión de cierre: Presión de succión generada por un eyector a carga cero.

A. CURVAS DE FUNCIONAMIENTO

Las curvas características de funcionamiento de los eyectores son dadas en función de la capacidad de aire equivalente en lb/hr contra la presión de succión en mm de Hg absolutos (Torr). A fin de utilizar dichas curvas la capacidad total determinada a las condiciones de succión debe convertirse a aire equivalente. La figura 4.4 muestra una familia de curvas de funcionamiento con cinco diseños o tamaños diferentes, para eyectores de una etapa.

Cada uno de los diseños de esta figura usa la misma cantidad y la misma presión de vapor de agua, y cada uno tiene un difusor definido y una tobera también definida que puede ser localizada cerca del difusor o cerca de la succión del eyector. Cada diseño es

capaz de manejar una carga de succión máxima a una presión de succión determinada, que serían los puntos extremos de cada curva mostrada. Si estos puntos se unen, se genera una curva envolvente No. 6, que representa a un grupo de varios tamaños de eyectores de una etapa, representados por cada punto de dicha curva.

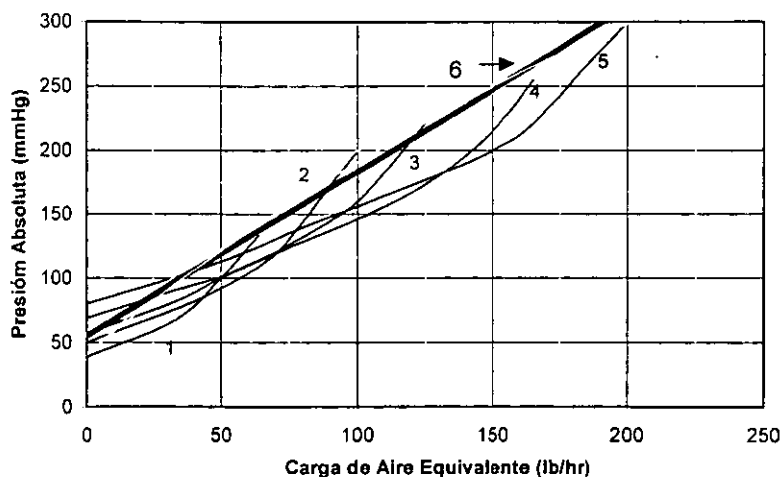


Fig. 4.4 Curvas de Funcionamiento de Eyectores

B. PRESION MOTRIZ Y PRESION DE DESCARGA.

La presión motriz debe seleccionarse igual a la mínima con la que el eyector opera establemente. Esta presión debe ser la esperada en la línea menos 10 psi [20]. Un eyector

es diseñado para una presión fija de vapor de agua y no producirá el vacío esperado con una presión menor; por el contrario, con una presión mayor la capacidad de succión generalmente disminuye si las presiones de succión y descarga permanecen constantes. En la figura 4.5 [20] se muestra lo anterior, además de las presiones de ruptura y de recuperación ya mencionadas.

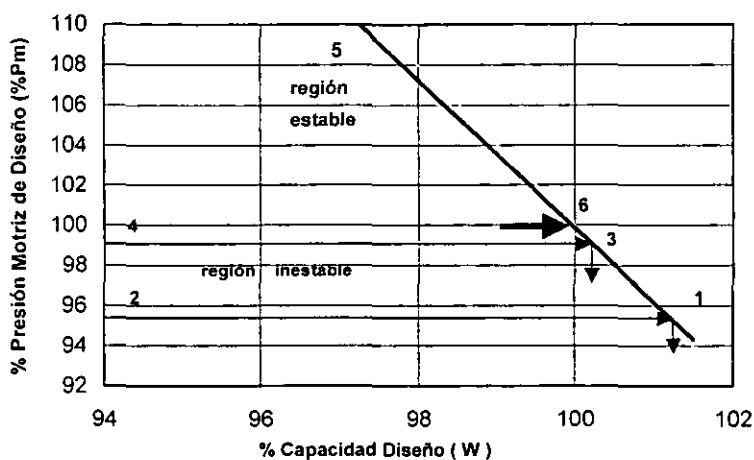


Fig. 4.5 Estabilidad de Eyectores

$P_{succión} = Cte.$, $P_{descarga} = Cte.$

(3): Presión de recuperación (incrementando P_m)

(1): Presión de ruptura (disminuyendo P_m)

Si P_m disminuye siguiendo la línea 5-3-1, la operación es estable hasta 1 (la presión de ruptura); a partir de la cual la capacidad ya no es función de la presión de succión y disminuye abruptamente de 1 a 2. La operación se estabiliza al aumentar la presión y

alcanzar 4, incrementándose la capacidad según la línea 4-3. Un eyector operando de 6-5 consume mayor cantidad de vapor que cuando es operado en el punto de diseño 6.

Generalmente se usa vapor de agua de 50-350 psig. La presión mínima es de 60 psig.

Los cambios en la presión de descarga afectan también la operación de un eyector. Si la contrapresión es mayor que la de diseño, la operación será inestable, pudiendo retornar a la estabilidad por incremento de la presión motriz o por disminución de la contrapresión.

Las presiones de descarga a las que se diseñan los eyectores son de 1.0 – 5.0 psig [19]

C. TEMPERATURA Y CALIDAD DEL FLUIDO PRINCIPAL.

El vapor húmedo no se recomienda ya que ocasiona erosión rápida en la tobera y en el difusor. Su efecto en la operación es una fluctuación en la presión de succión. Se requiere que el vapor sea de preferencia con 10-15°F de sobrecalentamiento. Cuando el vapor sea húmedo será necesario instalar un separador de vapor, y si se espera que la presión motriz sea fluctuante, debe instalarse una válvula de control de presión.

D. ESTABILIDAD

Los eyectores son diseñados normalmente para operar establemente desde el 15% al 100% de la capacidad de diseño. Así pues, la mayoría de las unidades no son diseñadas para operar establemente a la presión de cierre o de carga cero. Para lograr la estabilidad de un eyector a carga cero se incrementa ligeramente la presión motriz, y con ella el consumo de vapor de agua. El intervalo de estabilidad requerido debe especificarse en función del método de control de la presión de succión que se seleccione [28, 29].

E. CONTROL DE LA PRESION DE SUCCION

Los métodos recomendados para controlar la presión de succión son por admisión o infiltración de aire, vapor de agua, un gas inerte o recirculación del gas de descarga de alguna de las etapas del sistema. También se acostumbra estrangular la línea de succión, mediante una válvula de control de presión. Esto permite llevar a un eyector a una condición estable sobre la curva de funcionamiento [30, 31]. Generalmente la válvula de control de flujo para admitir carga adicional es más pequeña y barata que la correspondiente de control de presión que se requeriría para el método de estrangulamiento de la línea de succión. Esta estrategia de control, junto con la estabilidad deseada, debe ser discutida con el fabricante a fin de establecer un diseño razonable [29].

4.08 EYECTORES DE ARRANQUE

Durante el periodo de arranque es necesario evacuar el sistema en el que se requiere vacío, desde la presión atmosférica hasta una cercana a la de diseño, antes de que se inicie la operación continua del sistema de eyectores. Se recomienda en estos casos el uso de un eyector de arranque no condensante de una o dos etapas.

Cuando el tiempo de evacuación requerido por el proceso es menor que el proporcionado por el sistema de eyectores de operación normal, entonces se requieren eyectores de evacuación o de arranque.

A. TIEMPO DE EVACUACIÓN.

Para estimar este tiempo puede usarse la siguiente ecuación[29]:

$$T_e = 0.003(P_{at} - P_s) \left(\frac{V}{W} \right) \quad (4.24)$$

T_e = Tiempo de evacuación (minutos)

P_{at} , P_s = Presión atmosférica; de succión (Torr)

V = Volumen del sistema (pie^3)

W = Capacidad del eyector (lb/hr aire equivalente seco a 70°F)

El fabricante, por supuesto, puede recomendar valores más adecuados para la selección de eyectores de evacuación más económicos.

B. PRESION DE SUCCION

La presión de succión de diseño de eyectores de arranque generalmente se considera ligeramente mayor que la presión de succión final a la que operará el sistema principal de eyectores. A manera de guía se considera que esta presión sea de 1.25 -2.0 veces la presión de diseño del sistema principal.

C. CAPACIDAD DE SUCCION

Para el caso de condensadores de superficie que condensan el vapor de agua de turbogeneradores de plantas de fuerza, el Instituto de Intercambio de Calor (HEI) recomienda las siguientes capacidades para eyectores de evacuación en función de la cantidad de vapor de agua a condensar [20].

Vapor de agua a condensar (lb/hr)	Capacidad de aire seco (Pie ³ /min a 70°F, 15 pulg. Hg Abs.)
75 000	150
75 000-250 000	300
250 001-600 000	600
600 001	900

Asimismo, la ecuación (4.24) puede utilizarse para estimar una capacidad de orden de magnitud de un eyector de arranque. También, la tabla 4.2 muestra los factores de evacuación, C , para eyectores no condensantes de una y dos etapas en función de la presión final del sistema y la presión de succión de diseño del eyector de evacuación [28], lo que permite estimar la capacidad de evacuación de diseño mediante la ecuación siguiente:

$$W = C \left(\frac{V}{t_e} \right) \left[\frac{M}{29} \left(\frac{530}{T} \right) \right] x F_M F_T \quad (4.25)$$

C : Constante de evacuación, M : Peso molecular del gas a evacuar, (lb/lbmol),

T : Temperatura absoluta del gas a evacuar, (°R).

F_M, F_T : Factores de conversión a aire equivalente por peso molecular y por temperatura.

La ecuación (4.25) permite estimar la capacidad de evacuación desde la presión atmosférica hasta una presión cercana a la de operación final para cualquier gas a cualquier temperatura. Naturalmente, cuando se trate de aire a 70°F, F_M , F_T y la expresión dentro del paréntesis rectangular son iguales a la unidad. Esta ecuación no toma en cuenta las infiltraciones de aire.

EYECTORES DE UNA ETAPA			EYECTORES DE DOS ETAPAS		
P. succión de Diseño del Eyector (Torr)	P. Final Requerida en el Sistema(Torr)	Valor de C	P. succión de Diseño del Eyector (Torr)	P. Final Requerida en el Sistema(Torr)	Valor de C
150	65	2.5	63	12	2.20
	100	2.0		15	2.10
	150	1.5		20	1.75
200	100	2.75		25	1.70
	125	2.50		30	1.60
	200	2.20		35	1.45
250	125	3.20		40	1.35
	150	2.75		50	1.30
	175	2.45			
	200	2.30			
300	150	3.30			
	175	2.90			
	200	2.65			
	250	2.20			
405	250	2.80			
	300	2.35			
	350	2.00			
	400	1.60			

Tabla 4.2 Valores de la constante C para usarse en la ecuación (4.25)

4.09 INFILTRACIONES

Estas infiltraciones se refieren a la entrada de aire desde la atmósfera hacia el sistema en el que se está produciendo vacío, en virtud de las conexiones de tuberías y válvulas, sellos estáticos y rotatorios, errores en la fabricación y ensamble e instalación de un recipiente. Estas infiltraciones deben tomarse en cuenta en la capacidad de succión total. En el caso de condensadores de superficie de plantas de fuerza, el Instituto de

Intercambio de calor (HEI) asigna valores de estas infiltraciones en función de la cantidad de vapor de agua a condensar [20].

Vapor de agua a condensar (lb/hr)	Aire Seco a 70 °F	
	Pie ³ estd./min	lb/hr
25 000	3.0	13.5
25 001 - 50 000	4.0	18.0
50 001 -100 000	5.0	22.5
100 001 - 250 000	7.5	33.7
250 001 - 500 000	10.0	45.0
500 001	12.5	56.2

Para sistemas de procesos comercialmente herméticos, el HEI recomienda que las infiltraciones no sean mayores que las mostradas en la figura 4.6 [14]. Estos valores son dados en función del volumen total del sistema y de la presión de succión. Para propósitos de diseño los valores leídos deben duplicarse.

Las infiltraciones estimadas de la figura 4.6 no incluyen sistemas con agitadores, por lo que deben incrementarse 5 lb/h por agitador si la flecha de este es sellada con empaque (prensa estopa) o bien 2 lb/h por agitador si la flecha se cierra con sello mecánico.

Un procedimiento alternativo al anterior, utilizado por algunos fabricantes, consiste en considerar los valores estimados de la figura 4.6, sin el factor de 2, más las infiltraciones

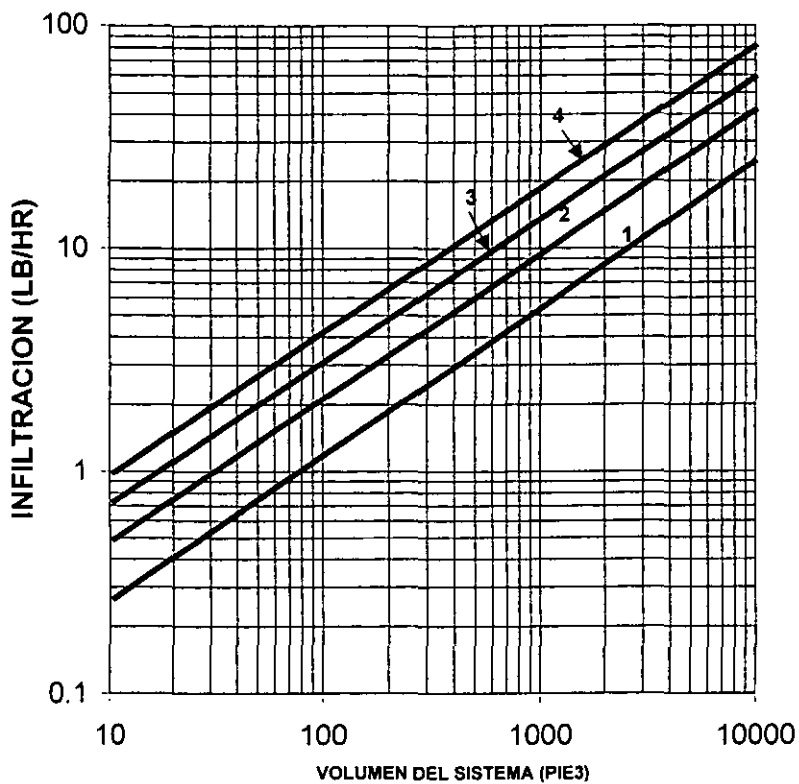


FIG. 4.6 INFILTRACION EN SISTEMA HERMETICOS

1: 1-3 mm ; 2: 3.1-20 mm ; 3: 21-89 mm ; 4: 90-760 mm

correspondientes a conexiones válvulas, empaques, etc., de acuerdo con lo siguiente [20].

Accesorio		Infiltración (lb/h)
Conexión roscada	$\leq 2''$	0.1
Conexión roscada	$> 2''$	0.2

Conexión bridada	≤ 6"	0.5
Conexión bridada	6"-24" (incluidas bridas ciegas)	0.8
Conexión bridada	24"-6'	1.1
Conexión bridada	> 6'	2.0
Válvula con empaque, diámetro vástago	1/2"	0.5
Válvula con empaque, diámetro vástago	1/2"	1.0
Válvula macho, lubricada		0.1
Válvula para manómetro		0.2
Mirilla		1.0
Indicador de nivel de vidrio (incluidas válvulas)		2.0
Empaque (prensa estopa) con líquido de sello para agitadores, bombas, etc. (por pulg. de diámetro de la flecha)		0.3
Empaque (prensa estopa) ordinario (por pulg. diam. flecha)		1.5
Válvula de seguridad y rompedor de vacío (por Pulg. diám.)		1.0

Existe un tercer procedimiento alternativo que considera las infiltraciones al través de porosidades y fisuras a lo largo de los cordones de soldadura e infiltraciones en conexiones y partes rotatorias [1]:

Porosidades y fisuras en cordones de soldadura:

$$W_w = 0.026P^{0.34}V^{0.60} \quad 1 \leq P < 10 \text{ Torr} \quad (4.26)$$

$$W_w = 0.032P^{0.26}V^{0.60} \quad 10 \leq P < 100 \text{ Torr} \quad (4.27)$$

$$W_w = 0.106V^{0.60} \quad 100 \leq P < 760 \text{ Torr} \quad (4.28)$$

W_w = Infiltraciones de aire en porosidades de cordones de soldadura, (lb/hr)

P = presión de operación del sistema (Torr)

V = volumen del sistema (Pie^3)

Conexiones y partes rotatorias:

$$W_c = \pi D \theta P^{0.34} \quad 1 \leq P < 10 \text{ Torr} \quad (4.29)$$

$$W_c = 1.20 \pi D \theta P^{0.26} \quad 10 \leq P < 100 \text{ Torr} \quad (4.30)$$

$$W_c = 3.98 \pi D \theta \quad 100 \leq P < 760 \text{ Torr} \quad (4.31)$$

W_c : Infiltración del accesorio (lb/hr)

D : diámetro del accesorio (pulg)

θ : infiltración específica (lb/h)

Los valores de θ se obtienen de la siguiente información:

Componente	(lb/hr pulg)	
Conexión roscada	0.015	
Conexión bridada con junta convencional	0.005	
Con anillo O	0.002	
Con junta tratada térmicamente ($t \leq 200 \text{ }^\circ\text{F}$)	0.005	
	($200 < t \leq 400 \text{ }^\circ\text{F}$)	0.018
	($t \geq 400 \text{ }^\circ\text{F}$)	0.032
Empaque (prensa estopa)	0.25	
Sello mecánico	0.10	
Válvula macho	0.01	
Válvula bola	0.02	

Válvula globo	0.02
Válvula compuerta	0.04
Válvula de control	0.25
Acceso	0.020
Punto de inspección	0.015

Estos valores de θ están basados en condiciones de flujo crítico al través del componente, por lo que no son aplicables en aquellos que se encuentren localizados abajo del nivel de líquido en el recipiente; siempre y cuando la suma de la columna hidrostática, de dicho nivel al punto en cuestión, más la presión de operación del sistema sea mayor que 0.53 Patmosférica (ya que en estas condiciones el flujo sería subsónico y tendría que considerarse como un orificio de medición). Adicionalmente, los valores de θ han sido seleccionados considerando que el sistema tendrá un programa de mantenimiento adecuado.

La infiltración total (lb/h) es:

$$W_T = W_w + \Sigma W_C \quad (4.32)$$

A la infiltración total estimada , W_T , se le aplica un factor de seguridad de 1.5 a 2.0; recomendándose un factor de 2.0 para sistemas de eyectores de etapas múltiples y eyectores de una etapa con cocientes de compresión mayores de 6. En eyectores de una etapa y bombas mecánicas de vacío, con cocientes de compresión menores de 4, un factor de 1.5 es recomendado.

Este procedimiento producirá estimados de infiltraciones menores que los correspondientes al HEI, pero requiere mayor cuidado en la fabricación ensamble e

instalación de un recipiente, y un programa adecuado de detección de infiltraciones y mantenimiento del mismo. Así pues, este último procedimiento especifica sistemas más herméticos que el HEI, sin embargo, HEI es el estándar con el que los fabricantes ofrecen el diseño, la construcción y las pruebas de sus equipos.

4.10 AIRE EQUIVALENTE

Una carga de succión real puede consistir de aire de infiltración, incondensables propios del proceso (formados por reacción o inyectados en algún punto del mismo), incondensables disueltos (generalmente aire cuando se usa un condensador barométrico y vapores condensables (provenientes del proceso o como vapores de saturación de los gases incondensables). Toda carga de succión real debe convertirse a una base común consistente en una carga de aire equivalente seco a 70°F (AES). Esta conversión se lleva al cabo mediante el procedimiento del Instituto de Intercambio de Calor (HEI), que considera dos factores de conversión; uno por temperatura, llamado cociente de arrastre por temperatura, y el otro por peso molecular, llamado cociente de arrastre por peso molecular [14]; los cuales se definen como:

$$F_T = \frac{(W_{aire}), T}{(W_{aire}), 70^\circ F}, \quad \text{o bien} \quad F_T = \frac{(W_{vapor}), T}{(W_{vapor}), 70^\circ F} \quad (4.33)$$

$$F_M = \frac{(WM_{gas})}{(WM_{aire})} \quad (4.34)$$

las figuras 4.7 y 4.8 muestran estos cocientes. Los siguientes casos pueden presentarse:

Conversión de Aire a una Temperatura T a Aire Equivalente a 70°F: En este caso únicamente se utiliza la figura 4.7; por ejemplo: 100 lb/hr aire a 800°F = 100 lb/hr x 1/0.8255 = 121.1 lb/hr AES.

Conversión de vapor de Agua a una Temperatura T a AE a 70 °F: Aquí se utilizan las figuras 4.7 y 4.8; por ejemplo: 1000 lb/hr vapor agua a 450°F = 1000 x 1/0.875 x 1/0.81=1411 lb/hr AES

Conversión de Mezclas de Aire - Vapor de Agua a AES: Las cantidades de aire y vapor de agua separadamente se convierten a AES y después se suman.

Conversión de Mezclas de Gases Diferentes de Aire y Vapor de Agua: Se calcula el peso molecular promedio de la mezcla y se aplican los factores de conversión de las figuras 4.7 y 4.8. Por ejemplo: Una mezcla consiste de 6 lb/h CO₂, 24 lb/hr N₂ 62 lb/hr Ar y 108 lb/hr He, haciendo un total de 200 lb/h a 400°F. El peso molecular promedio es: $200 / [(6/44)+(24/28)+(62/40)+(108/4)] = 6.77$ lb/lbmol. Usando las figuras 4.7 y 4.8: 200 lb/hr mezcla a 400°F = 200 (1/0.46) x(1/0.92) =472 lb/hr AES.

Conversión de Mezclas de Gases con Vapor de Agua: Las cantidades de vapor de agua y gases se calculan separadamente y después se suman.

Conversión de Mezclas Saturadas: (Un Incondensable Saturado de los Componentes Condensables); En este caso la cantidad de vapor condensable que satura al incondensable es:

$$W_i = \frac{W_n M_i P_i}{M_n} = \frac{W_n M_i X_i P_i^\circ}{M_n (P - P_c)} \quad (4.35)$$

W_n, M_n, P_n : Flujo (lb/hr), peso molecular (lb/lbmol), y presión parcial (Torr) del incondensable.

W_i, M_i, P_i : Flujo(lb/hr), peso molecular (lb/lbmol), y presión parcial del vapor condensable i (Torr).

X_i, P_i[°] : Fracción mol y presión de vapor (Torr) de i.

P, P_c : Presión total (Torr), presión parcial de todos los condensables (Torr)

En estas mezclas se calcula el peso molecular promedio de la mezcla saturada y se determina la cantidad de AES usando las figuras 4.7 y 4.8. Para el caso de mezclas saturadas de aire-vapor de agua, existen curvas apropiadas para calcular la cantidad de vapor de agua de saturación [14,20].

Aire Disuelto en el Agua de Enfriamiento: Cuando un eyector succiona de un condensador barométrico, también succiona el aire disuelto en el agua de enfriamiento, el cual es liberado en virtud de la presión de vacío existente en el condensador. Este aire debe adicionarse a las otras cargas del eyector, debe considerarse a la temperatura T2 de salida de los incondensables y vapores de saturación del condensador, y debe convertirse a AES [20].

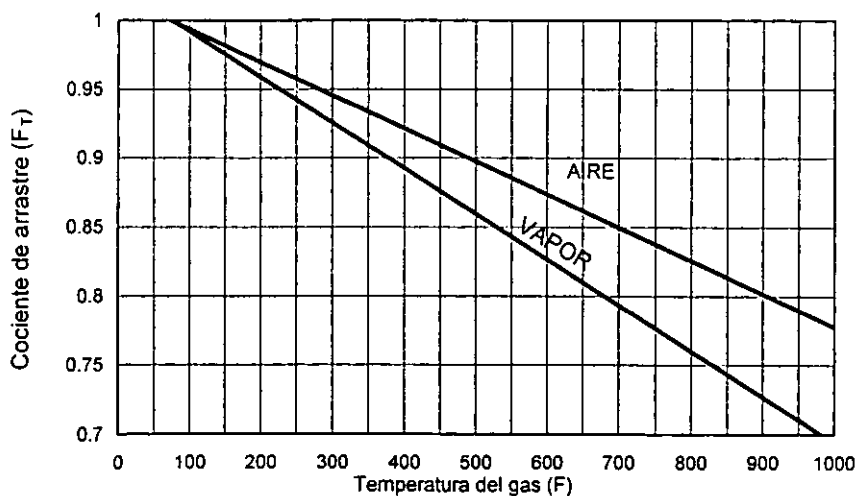


FIG. 4.7 COCIENTE DE ARRASTRE POR TEMPERATURA (F_T)

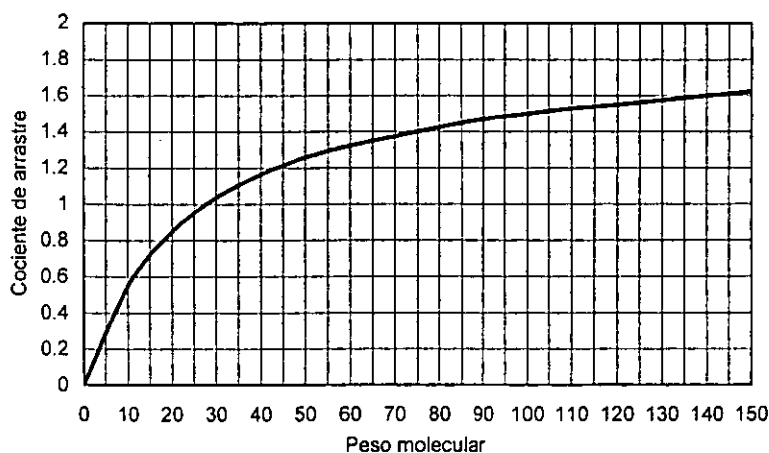


FIG. 4.8 COCIENTE DE ARRASTRE POR PESO MOLECULAR (F_M)

4.11 CONSUMO DE SERVICIOS

Los requerimientos de vapor de agua y de agua de enfriamiento deben estimarse para evaluar diferentes alternativas de sistemas de vacío. Así mismo, este estimado puede utilizarse para revisar cotizaciones de diferentes fabricantes.

A. CONSUMO DE VAPOR DE AGUA

Los requerimientos de vapor de agua de cada una de las etapas de un sistema de eyectores pueden estimarse según lo siguiente:

Sistemas No Condensantes: La figura 4.9 [23] permite estimar la cantidad de vapor de agua requerida para sistemas no condensantes desde una hasta tres etapas. El flujo de vapor de agua es calculado por medio de la ecuación siguiente:

$$W_s = R_s W_a F_p \quad (4.36)$$

W_s = flujo de vapor de agua (lb/hr)

R_s = lb vapor agua/lb aire equivalente a 70°F

W_a : lb/hr de aire equivalente a 70°F.

F_p : Factor de corrección por presión.

La figura 4.9 está basada en vapor de agua de 100 Psig a 338°F. El flujo de vapor de agua estimado debe corregirse por el factor de presión motriz según la figura 4.9a.

Sistemas Condensantes. Para estimar el consumo de vapor de agua de cada etapa de un sistema condensante de eyectores, se requiere conocer las presiones de succión de las etapas intermedias, las cuales pueden tomarse de la información que el proveedor presente en su cotización. En ausencia de estas presiones de succión, las discusiones de las secciones 4.05 y 4.06 pueden usarse como guía. La figura 4.10 [33] permite estimar W_s para la primera y las etapas intermedias si se conocen las presiones de succión y de descarga de las mismas (W_s se estima según la Ec. 4.36). La figura 4.10 está basada en vapor de agua de 150 psig (aplicar el factor de presión de la figura 4.9a) y el valor de W_s estimado debe multiplicarse por 1.20 con el objeto de tomar en cuenta un factor de corrección por tamaño típico del eyector.

De manera alterna, la figura 4.11 [23] permite calcular el consumo total de vapor de agua para sistemas de eyectores condensantes de dos hasta cuatro etapas. Esta figura está basada en vapor de agua de 100 psig a 338°F. Los consumos estimados tienen una exactitud de $\pm 10\%$. El porcentaje de incondensables presentado como parámetro se refiere a (%) en peso de incondensables en la carga a la primera etapa del sistema de eyectores. Esta gráfica está basada en el uso de condensadores del tipo barométrico y

agua de enfriamiento a una temperatura de 90°F. Cuando se usen condensadores de coraza y tubos el consumo de vapor debe incrementarse en un 20%. Esta figura considera también que todos los vapores orgánicos con peso molecular mayor de 180 son totalmente condensables.

Cuando el consumo de vapor de un eyector sea inferior a 100 lb/hr, los valores estimados de W_s pueden ser exagerados hasta en un 40%, por lo que los factores de corrección apropiados debieran solicitarse al proveedor [33].

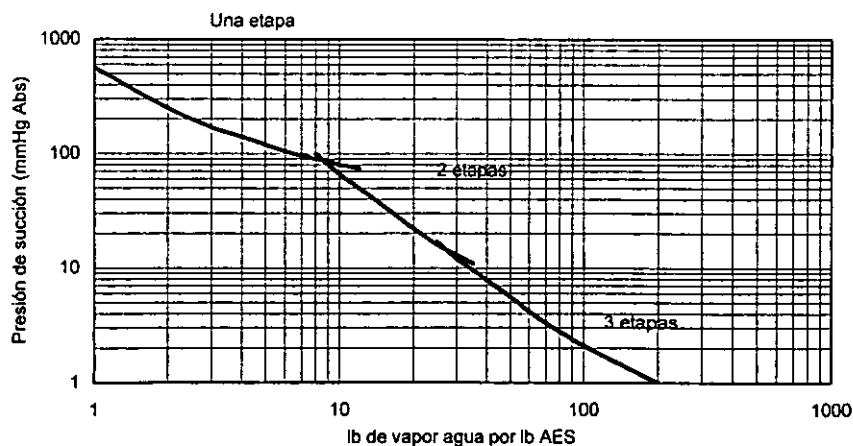


FIG. 4.9 CONSUMO DE VAPOR DE AGUA POR lb AES PARA SISTEMAS DE EYECTORES NO CONDENSANTES (R_s)

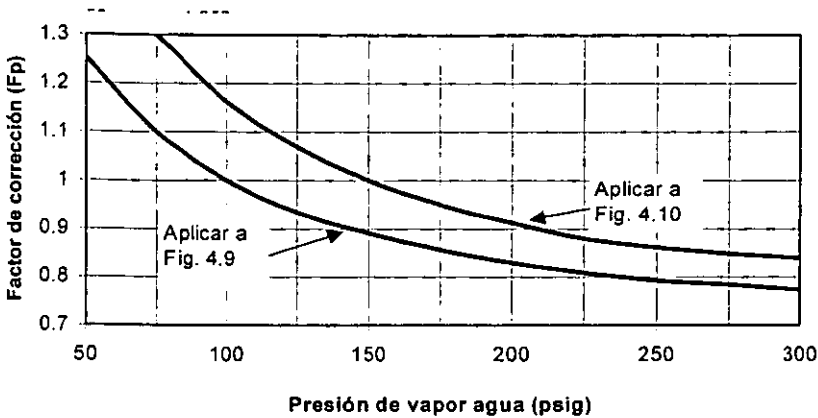


FIG. 4.9a FACTOR DE CORRECCION POR PRESION (Fp)

B. CONSUMO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

Cuando se estime el consumo de vapor de agua etapa por etapa por medio de las figuras 4.10 y 4.9a , el consumo de agua de enfriamiento debe calcularse mediante la ecuación siguiente:

$$q_L = \frac{Q_T}{500\Delta T_a} \quad (4.37)$$

q_L : Flujo de agua de enfriamiento (GPM)

Q_T : Carga térmica total del condensador (BTU/hr)

ΔT_a : Incremento de temperatura del agua de enfriamiento (°F).

La ΔT_a es función de las diferencias terminales de temperatura de la salida de agua de enfriamiento y de la salida del gas incondensable. La ΔT_a de condensadores barométricos puede ser diferente de la de condensadores de superficie. Estos detalles, lo mismo que las contribuciones de que está formada la carga térmica total Q_T , pueden consultarse en el capítulo 5.0 relativo a equipo de transferencia de calor.

Por otro lado, la figura 4.11 permite estimar el consumo de agua de enfriamiento total de sistemas de eyectores de dos hasta cuatro etapas con uno y dos condensadores barométricos. En este caso el flujo de agua de enfriamiento está dado por la ecuación siguiente:

$$q_i = RaWaFa \quad (4.38)$$

Ra : GPM / (lb/hr)AES (ver fig. 4.11)

Fa : Factor de corrección por temperatura de entrada del agua de enfriamiento

Temp. Agua enfto.	80	85	90	95	100	105
Fa	0.95	0.97	1.0	1.05	1.1	1.23

Cuando se utilicen condensadores de superficie, el estimado de q_i debe incrementarse en un 20%.

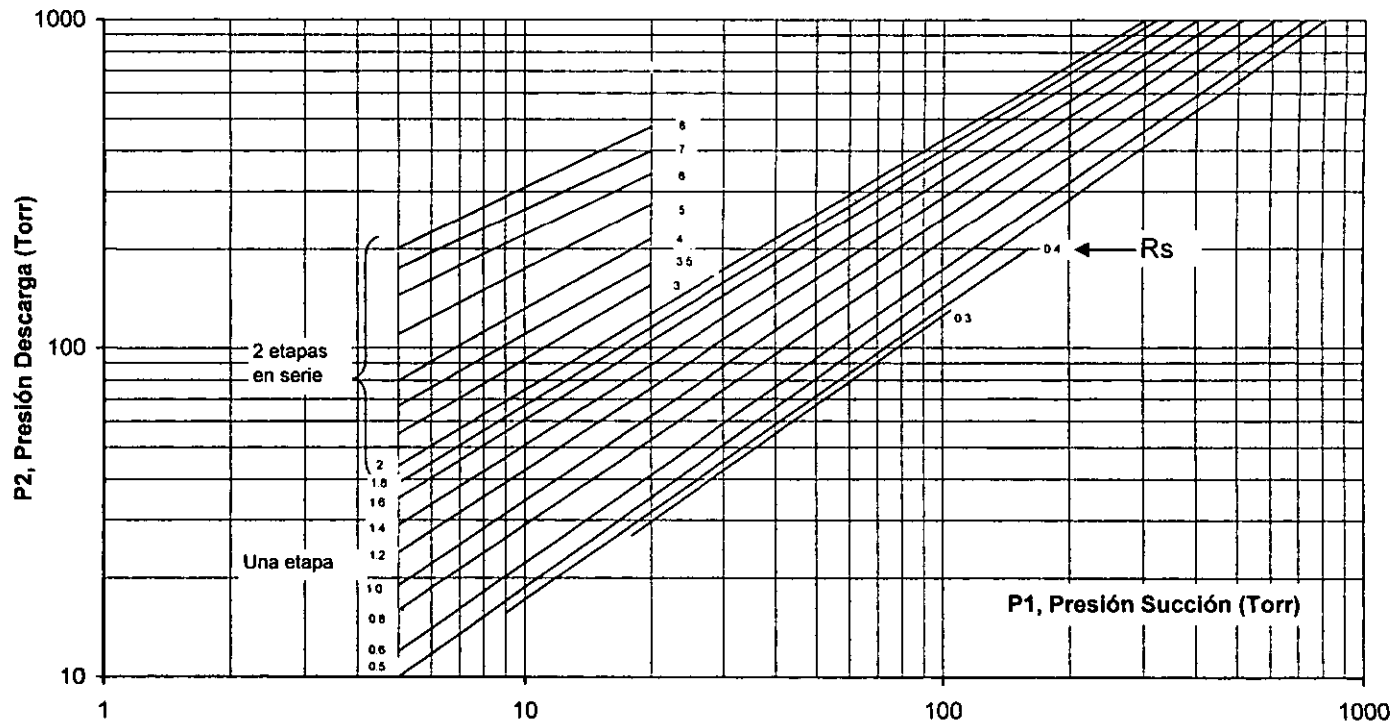
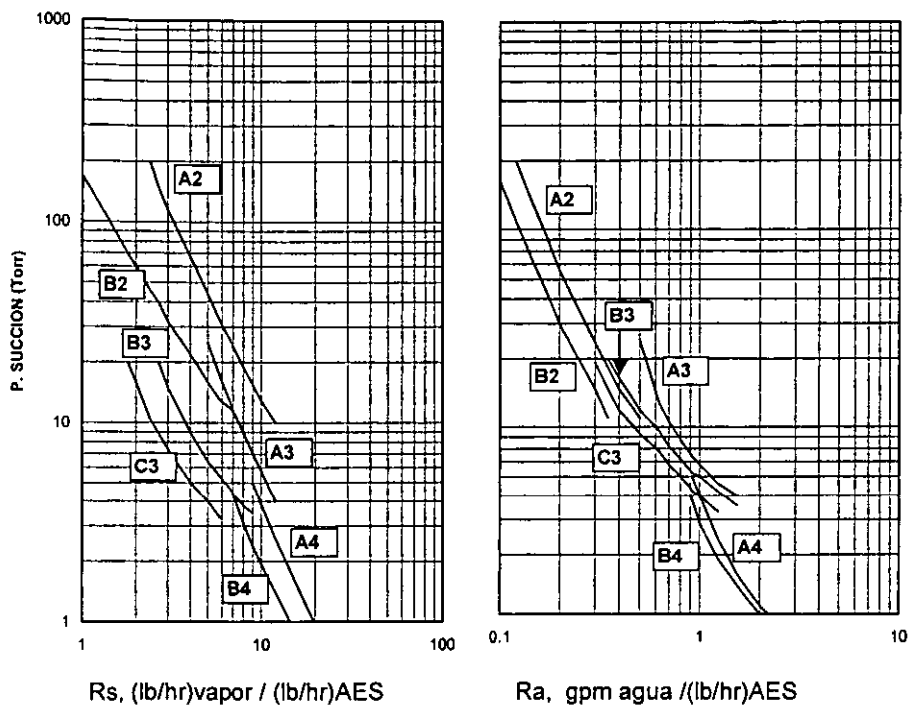


FIG. 4.10 CONSUMO VAPOR AGUA POR lb AES PARA SISTEMAS DE EYECTORES CONDENSANTES ($R_s = \text{lbvapor.agua/lbaes}$)



- A 2,3,4 : 100% DE INCONDENSABLES; 2,3 Y 4 ETAPAS CONDENSANTES
 B 2,3,4 : 25% O MENOS DE INCONDENSABLES; 2,3,4 ETAPAS CONDENSANTES
 C 3 : 10% O MENOS DE INCONDENSABLES; 3 ETAPAS CONDENSANTES.

**FIG. 4.11 CONSUMO VAPOR AGUA Y AGUA ENFRIAMIENTO POR lb AES
 PARA SISTEMAS DE EYECTORES CONDENSANTES**

5.0 EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Este equipo permitirá reducir la carga de succión a cualquier siguiente etapa de un sistema de vacío, recuperar productos valiosos, evitar costosos tratamientos de efluentes y proteger a las bombas de vacío de operaciones inestables o fluctuantes. Estos equipos consisten de condensadores, y se consideran, por sí mismos, como verdaderas bombas de vacío tan eficientes como las bombas mecánicas de vacío[1].

Los condensadores ya sea que actúen como precondensadores, intercondensadores o postcondensadores, forman parte integrante de un sistema de vacío condensante y consisten de dos tipos generales: los del tipo de contacto directo o barométricos y los del tipo de superficie o de coraza y tubos.

5.01 CONDENSADORES DE CONTACTO DIRECTO.

Estos son equipos en los que el agua de enfriamiento se contacta directamente con la corriente de gas. Su diseño es simple, consistiendo únicamente de un cuerpo o coraza y aspersores de rociado o bien platos deflectores. Existen dos tipos principales de condensadores de contacto directo: los condensadores con aspersores y los condensadores de platos deflectores, pudiéndose operar los primeros a contracorriente o en flujo concurrente (o paralelo), en tanto que los segundos se operan generalmente a contracorriente (figura 5.1).

En estos condensadores el calor del gas se remueve por mezclado o contacto directo con el medio de enfriamiento, razón por la que proporcionan mayores acercamientos de la temperatura de salida de los incondensables a la temperatura de entrada del medio de enfriamiento, menores consumos de agua de enfriamiento, menores pérdidas de presión,

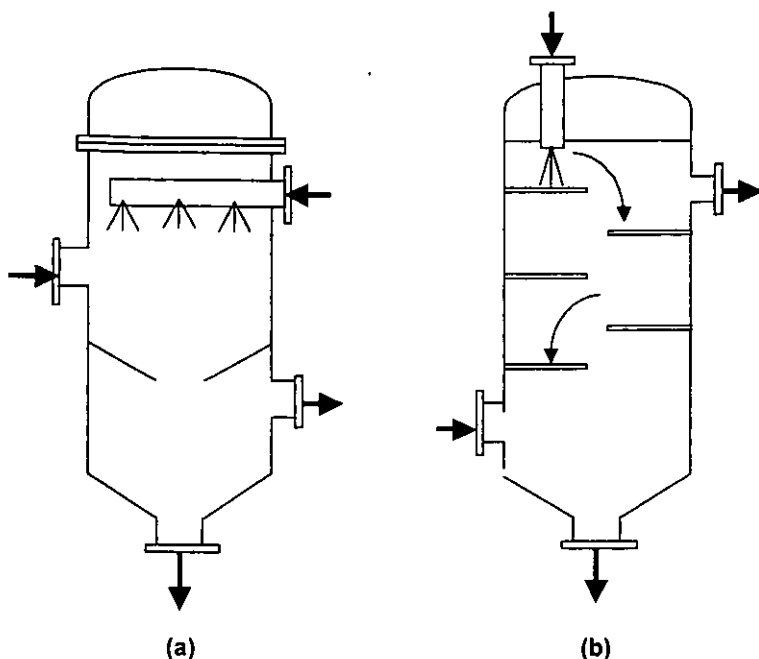


FIG. 5.1 Condensadores de Contacto Directo. (a) Tipo aspersión en flujo paralelo. (b) Tipo platos deflectores a contracorriente

y, en consecuencia, menores costos que los condensadores de coraza y tubos. Adicionalmente, la acción de lavado del líquido de enfriamiento arrastra polvos y sólidos, absorbe gases y diluye vapores corrosivos y tóxicos, dando lugar a que estos condensadores requieran menor mantenimiento que los condensadores de coraza y tubos. Naturalmente que el hecho de mezclar productos nocivos con el agua de enfriamiento, puede requerir que estos efluentes deban ser tratados para evitar problemas ambientales o recuperar productos valiosos, situación que no ocurre en los condensadores de superficie.

Estos equipos, cuando son drenados por gravedad, requieren de una tubería vertical de 34 pies, llamada "pierna barométrica" (excepto cuando son usados como postcondensadores) para descargar el agua de enfriamiento y el vapor condensado hacia un "pozo caliente", es decir: estos equipos; lo mismo que los condensadores de coraza y tubos, si son drenados por gravedad, requieren ser instalados a 34 pies arriba del nivel de agua en el "pozo caliente". La operación con la pierna barométrica puede modificarse para operar a un nivel inferior por medio de una bomba de condensado, recibiendo el condensador, en este caso, el nombre de condensador de bajo nivel.

Los condensadores barométricos son más baratos, requieren menos agua de enfriamiento y menos mantenimiento que los condensadores de superficie. Por el contrario, no permiten la recuperación del condensado; si el condensador es de bajo nivel, requieren bombas de condensado mayores y si el efluente requiere ser tratado, resultan más caros que los condensadores de superficie.

A. CONSUMO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

El consumo de agua de enfriamiento para condensadores de contacto directo puede estimarse de la ecuación siguiente:

$$q_L = \frac{Q_T}{500\Delta T_a} \quad (5.1)$$

q_L : Flujo de agua de enfriamiento (GPM):

Q_T : Carga térmica total del condensador, BTU/hr

ΔT_a : Incremento de temperatura del agua de enfriamiento, °F.

La carga térmica total, Q_T se estima considerando el calor sensible por enfriamiento de la mezcla de gases y vapores hasta la temperatura de rocío o condensación de los vapores; el calor sensible, desde la temperatura de rocío hasta la temperatura de salida de los gases incondensables y los vapores de saturación acarreados por los primeros; el calor latente

debido a la condensación parcial de vapores; y el calor sensible del subenfriamiento del líquido generado en la condensación.

El incremento de temperatura del agua de enfriamiento, ΔT_a , se limita mediante dos diferencias terminales de temperaturas: La de salida del agua de enfriamiento, ΔT_{ta} , y la de salida del gas incondensable, ΔT_{tg} . Las diferencias de temperatura anteriores se definen según lo siguiente:

$$\Delta T_a = T_C - (t_1 + \Delta T_{ta}) = t_2 - t_1 \quad (5.2)$$

$$\Delta T_{ta} = T_C - t_2 \quad (5.3)$$

$$\Delta T_{tg} = T_2 - t_1 \quad (5.4)$$

T_C = Temperatura de rocío de la mezcla gas-vapor (°F). Es decir, la temperatura de saturación del condensable correspondiente a su presión parcial en el condensador).

T_2, t_1, t_2 = Temperatura de salida de gases incondensables, de entrada y salida de agua de enfriamiento (°F), respectivamente.

La diferencia terminal de temperatura del agua de enfriamiento, ΔT_{ta} , para condensadores de aspersion en paralelo, los que generalmente son aplicados en el manejo de mezclas con pocos incondensables ($\leq 1\%$ mol), es de 11-13 °F [34]. Los condensadores barométricos de diseño a contracorriente, con cantidades de incondensables menores o iguales al 1% en mol [25], presentan valores de ΔT_{ta} de 3-5 °F [25,34]; en tanto que cuando la cantidad de incondensables es muy grande, tal que el condensador opera como un enfriador de gases, valores de ΔT_{ta} de 30-50 °F pueden darse [34]. En condensadores barométricos a contracorriente, manejando únicamente incondensables y vapor de agua, un valor promedio de 5 °F para ΔT_{ta} es normalmente considerado [35].

La diferencia terminal de temperatura del gas incondensable, ΔT_{tg} , para condensadores barométricos a contracorriente, es de 3-10 °F [25], cuando los incondensables están

presentes en cantidades pequeñas o moderadas. Cuando el condensador opere como un enfriador de gases un valor de al menos 15 °F debiera considerarse [36]. En el diseño a contracorriente es normalmente utilizado un valor promedio de 5 °F [29].

Las diferencias terminales de temperatura, ΔT_{ta} y ΔT_{tg} son valores mínimos que deben siempre considerarse. La temperatura de salida del agua de enfriamiento, por supuesto, estará limitada a la máxima permitida para descarga al "pozo caliente". Ciertos valores máximos recomendados para ΔT_{ta} son: $\Delta T_{ta} = 10\text{-}13^\circ\text{F}$ para un primer intercondensador ($P_c < 50$ Torr, donde P_c = presión en el condensador); $\Delta T_{ta} = 17\text{-}23^\circ\text{F}$ para un segundo intercondensador ($P_c = 50\text{-}200$ Torr) y $\Delta T_{ta} = 30\text{-}40^\circ\text{F}$ para un postcondensador [20], ($P_c > 200$ Torr). Finalmente, solo en condensadores muy pequeños, de diámetro menores o iguales a 10 pulgadas, la temperatura de salida de los incondensables, T_2 , se considera igual que la temperatura de salida del agua de enfriamiento y los condensados, t_2 .

B. DIMENSIONAMIENTO

Estimados preliminares de las dimensiones de un condensador barométrico pueden realizarse, considerando que el diámetro es solo función del flujo de agua requerido más el flujo de los condensados generados. Los fabricantes de condensadores barométricos y el Instituto de Intercambio de Calor (HEI) limitan los flujos máximos de líquido para varios diámetros de condensadores. Así pues, en el caso de diámetros pequeños de condensadores a contracorriente, los flujos máximos de líquido son los siguientes [28].

Puesto que los fabricantes de condensadores barométricos diseñan estos equipos sobre la base de una relación de longitud a diámetro, (L/D) económica, a fin de tener diseños normalizados de condensadores de diferentes capacidades; es posible realizar estimados

Diámetro del cuerpo (pulg.)	Flujo Máximo de líquido (GPM)	Diámetro (1) del cuerpo (pulg.)	Flujo Máximo de (1) líquido (GPM)
8	24	18	170
10	40	24	350
14	95	30	600
18	160	36	900
20	200	48	1600
24	310	60	2500
(1) Datos de HEI [37].		72	3600
		84	4900
		96	6400
		108	8300

preliminares de la longitud, entre líneas de tangencia, del cuerpo de dichos equipos. En consecuencia, para condensadores a contracorriente se estiman que las longitudes pueden considerarse como $L = (4.5-5.5)D$ para condensadores de aspersion y $L=(4.0-4.5)D$ para condensadores de platos deflectores. Si se requiere un estimado mas aproximado, la referencia [36] puede ser consultada.

C. PERDIDA DE PRESION

Las pérdidas de presión en condensadores de contacto directo, de operación a contracorriente, bien diseñados, no será mayor que el 5% de la presión de entrada de la mezcla de gas-vapor al condensador [35], teniendo valores menores o iguales que 2.5 Torr [25]. Para condensadores de aspersion, la pérdida de presión mínima en los aspersores es de 10 Psi [34]. Cuando se requiera una estimación más aproximada, congruente con la estimación del diámetro y la longitud, pueden usarse las siguientes ecuaciones [36]:

Para condensadores de platos deflectores, la ΔP del gas es:

$$\Delta P_g = 0.186 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{U_w}{0.7} \right)^2 N_B \quad (5.5)$$

ΔP_g : pulg. de líquido de densidad ρ_L

ρ_g : densidad de la mezcla gas-vapor (lb/pie³)

ρ_L : densidad del líquido (lb/pie³)

N_B : Número de platos deflectores.

U_w : velocidad de la mezcla gas-vapor al través del área de la parte segmentada de cada plato deflector (para platos segmentados un 50%), (Pie/s).

En función de Torr. (mm Hg), la ecuación (5.5) puede expresarse de la forma siguiente:

$$\Delta P_g = 0.0113658 \rho_g U_w^2 N_B \quad (\text{Torr}) \quad (5.6)$$

Para condensadores de aspersion, la ΔP_g es:

$$\Delta P_g = 5.88 \times 10^{-5} L + 0.065 \quad (\text{pulg. agua}) \quad (5.7)$$

L : velocidad de masa de líquido, (lb/hrpie²). Pie² de sección transversal de la columna, lb de líquido de enfriamiento más condensados.

5.02 CONDENSADORES DE SUPERFICIE.

Estos condensadores son del tipo de coraza y tubos, donde los dos fluidos que intercambian energía son manejados en compartimientos diferentes, y la transferencia de calor se realiza al través de las paredes de los tubos que dividen a las corrientes. Lo anterior significa que la corriente de la mezcla gas-vapor y la de agua nunca están en contacto directo, por lo que se evitan los problemas de contaminación inherentes de los condensadores barométricos.

Lo más común es manejar el vapor de agua por la coraza y el agua de enfriamiento por los tubos, sin embargo, este arreglo puede invertirse, en cuyo caso la unidad es montada verticalmente para permitir un adecuado drenado del condensado. Cuando dos o más

condensadores de superficie son utilizados en un sistema de vacío, es a menudo posible usar la misma agua de enfriamiento en serie al través de los condensadores.

Estos equipos son usados cuando el contacto directo entre la mezcla de gas-vapor y el medio de enfriamiento es indeseable, tal es el caso, por ejemplo, cuando se requieren recuperar los vapores condensados, ya sea porque son valiosos o nocivos, o bien, simplemente, porque se desee recuperar el vapor motor como condensado.

Estos condensadores requieren mayor agua de enfriamiento; presentan mayores pérdidas de presión; son menos eficientes para el enfriamiento de gases y para la eliminación de vapores de saturación; y son más caros que los condensadores barométricos. Sin embargo, reducen las fluctuaciones de vacío, permiten la recuperación de vapores de proceso, no contaminan el agua de enfriamiento y evitan costosos tratamientos de los efluentes.

A. CONSUMO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO:

El agua de enfriamiento requerida para condensadores de coraza y tubos puede estimarse mediante la ecuación (5.1); sin embargo, en este caso el incremento de temperatura del medio de enfriamiento, Δt_a , se limita por una diferencia terminal de temperatura del agua de enfriamiento, ΔT_{ta} , de 10-15°F [25], que corresponden a valores recomendados para un costo óptimo, ya que si ΔT_{ta} disminuye, el consumo de agua de enfriamiento disminuye pero aumenta la superficie requerida para la transferencia de calor. En todo caso, el valor de ΔT_a estará limitado por la elevación de temperatura de diseño del agua de enfriamiento. Referente a la diferencia terminal de temperatura del gas incondensable, ΔT_{tg} , un valor de 10°F se considera adecuado [35], existiendo un criterio adicional que considera que los incondensables salen subenfriados, siendo su temperatura de 7.5°F menor que la temperatura de condensación T_c correspondiente, es decir $T_2 = T_c - 7.5$. El vapor de agua

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

de saturación se estima a la presión total correspondiente a T_c y a la presión parcial (o de vapor) correspondiente a T_2 [20].

B. DIMENSIONAMIENTO.

Con el propósito de realizar estimados de orden de magnitud del área requerida por un condensador de superficie, para un servicio en particular, puede hacerse uso de la figura 5.2, la cual presenta los requerimientos de área de transferencia de calor por libra de vapor condensado por hora contra la diferencia terminal de temperatura del agua de enfriamiento, ΔT_{ta} , para tres casos diferentes. Esta figura considera la condensación de vapor de agua de una mezcla de vapor de agua y un gas incondensable en un condensador con espejo de tubos fijo. Las curvas están basadas en una $\Delta T_{tg} = 10^\circ\text{F}$ y un factor de ensuciamiento de $0.003 \text{ Btu}^{-1}\text{hrpie}^2\text{F}$. Las curvas mostradas son también aplicables a vapores condensables de hidrocarburos. Así pues, si las cantidades de hidrocarburos condensables son moderadas, las curvas pueden utilizarse considerando únicamente al vapor de agua y a los incondensables. Si la cantidad de hidrocarburos condensables es tal que el calor de condensación representa una cantidad considerable de la carga térmica total, las curvas deben desplazarse ligeramente hacia arriba. La curva I aplica a hidrocarburos pesados con incondensables mayores que el 30% mol; la curva II es para hidrocarburos intermedios con incondensables entre el 10-30% mol; y la curva III es utilizada para hidrocarburos ligeros con incondensables menores que el 10% mol [35].

DISEÑO. Cuando se requiera un estimado más preciso debe considerarse que los condensadores que forman parte de un sistema de vacío siempre manejarán mezclas de vapores y gases incondensables. Estos incondensables provienen de las infiltraciones de aire atmosférico y de algunos procesos.

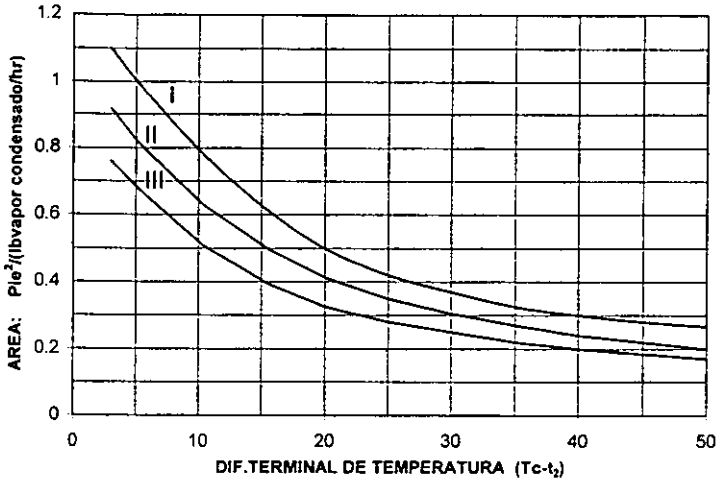


FIG 5.2 AREA REQUERIDA DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE

Los gases evacuados de muchos procesos contendrán un 95-100% de vapores condensables, los que, generalmente, son separados de la mezcla por un condensador principal de proceso, de tal manera que la carga hacia el precondensador, del sistema de vacío, consistirá de vapores de proceso de saturación y de incondensables. Para intercondensadores la carga consistirá esencialmente de una mezcla de vapor de agua y aire con cierta cantidad de vapores del proceso.

Vapores de saturación: Los vapores de saturación acarreados por el aire pueden estimarse de la siguiente ecuación, que considera ideal a la fase líquida:

$$W_i = W_a \frac{M_i X_i P_i^\circ}{29(P - P_c)} \quad (5.8)$$

W_i : flujo de vapor y (lb/h)

W_a : flujo de aire (lb/h)

M_i : peso molecular de i (lb/lbmol)

P_i° : presión de vapor de i (Torr)

P : presión total (Torr)

P_c : presión parcial de condensables (Torr)

X_i : fracción mol de i en la fase líquida

En el caso de mezclas vapor de agua-aire la ecuación (5.8) toma la siguiente forma:

$$W_v = 0.62 W_a \left(\frac{P^{\circ}_v}{P - P^{\circ}_v} \right) \quad (5.9)$$

Cuando la idealidad de la fase líquida no sea válida, la ec. (5.8) se modifica substituyendo $X_i P_i^{\circ}$ por $\gamma_i X_i P_i^{\circ}$, donde γ_i es el coeficiente de actividad de i en la fase líquida, el cual puede estimarse por alguno de los procedimientos conocidos [38].

Area de Transferencia: Si se requiere un estimado más preciso del área de transferencia de calor, debe estimarse mediante la ecuación de Fourier:

$$A = \frac{Q_r}{U \Delta T} \quad (5.10)$$

A : Superficie de transferencia de calor (Pie^2).

U : Coeficiente total de transferencia de calor (BTU/hrPie^2).

ΔT : Diferencia real de temperaturas entre las dos corrientes ($^{\circ}\text{F}$).

Diferencia de Temperaturas: En este caso se tiene que considerar el tipo de condensación en particular, con el objeto de aplicar el procedimiento de estimación correspondiente. Este puede consistir de una simple diferencia media logarítmica de temperaturas ΔT_{ML} , con o sin factor de corrección F_T publicado por TEMA [39]. También puede consistir en la aplicación de una ΔT ponderada o balanceada, considerando al condensador formado de pequeñas secciones, debido a que la condensación no es isotérmica y ocurre en un amplio intervalo de temperaturas, por tratarse de mezclas de multicomponentes o bien de mezclas de vapor-gas incondensable, con influencia simultanea de transferencia de masa y calor. En este caso el área de transferencia de calor debe estimarse mediante la ecuación:

$$A = \int \frac{dQr}{U\Delta T} \quad (5.11)$$

Amplios detalles pueden consultarse en la literatura [26, 40].

Coefficiente total de transferencia de calor. Este coeficiente U está dado por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{hi} \left(\frac{D_o}{Di} \right) + \frac{Xw}{kw} \left(\frac{D_o}{D_{LM}} \right) + Rdo + Rdi \left(\frac{D_o}{Di} \right) \quad (5.12)$$

ho, hi : Coeficiente de transferencia de calor de la película del fluido en el exterior e interior de los tubos, respectivamente (BTU/hr Pie²°F).

Do, Di : diámetro exterior e interior del tubo, respectivamente (Pie).

Xw : espesor de la pared del tubo (Pie)

kw : Conductividad térmica de la pared del tubo (Btu-pie/hrpie²°F)

D_{LM} : diámetro medio logarítmico: D_{LM} = (Do-Di)/ln(Do/Di), (Pie).

Rdo, Rdi : factores de ensuciamiento en el exterior e interior de los tubos, respectivamente (hr Pie² °F/BTU).

El coeficiente de transferencia de calor de la película del medio de enfriamiento, hi, fluyendo por el interior de los tubos, que generalmente es agua, se estima mediante las gráficas de velocidad en los tubos vs hi tal como las presenta Kern [26]; utilizando el promedio de las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento. Un promedio de velocidades del agua de enfriamiento, comúnmente usado en el diseño, es de 4-8 Pie/seg.

Los factores de ensuciamiento, Rdo y Rdi, pueden considerarse de 0.0005-0.001 hr Pie² °F/BTU para el lado de la coraza y de 0.001-0.002 para el lado de los tubos. Valores específicos para varios fluidos y mezclas son listados por TEMA [39]. La resistencia de la pared del tubo (Xw/kw) no debe omitirse, ya que puede ser significativa [26].

El coeficiente de transferencia de calor para la película del medio condensante, ho = hc, puede también estimarse de la información de Kern para el caso de condensación

isotérmica [26], cuya figura utiliza las cargas de condensación G' (lb/hPie) para condensadores verticales y G'' (lb/hr Pie) para condensación horizontal, definidas por:

$$G' = \frac{W}{\pi N t D_o} \quad (\text{condensación vertical}) \quad (5.13)$$

$$G'' = \frac{W}{L N t^{2/3}} \quad (\text{condensación horizontal}) \quad (5.14)$$

Los parámetros gravedad específica, conductividad térmica y viscosidad, requeridos por Kern se estiman para la temperatura de la película T_f . Esta información es aplicable a mezclas con intervalos de condensación hasta de 10-20°F [26].

En el caso de mezclas de multicomponentes, el coeficiente de transferencia de calor, h_o , puede estimarse usando las propiedades promedio de la mezcla y procediendo de la misma manera que para la condensación isotérmica anterior.

Si la carga al condensador consiste en una mezcla de vapor-gas incondensable, el vapor condensable debe difundirse al través de una película de gas incondensable antes de alcanzar la película de condensado, razón por la que existen transferencias de masa y calor simultáneas. La película del incondensable representa una resistencia adicional para la condensación. Estos casos son tratados por medio del procedimiento de Colburn y Hougen [26].

En el caso específico de condensadores manejando mezclas de vapor de agua y aire en condiciones de vacío, la resistencia de la película de gas, R_{nc} , puede estimarse de la figura 5.3, en función de la concentración de aire (% mol). Este valor de R_{nc} permite valorar h_o mediante $(1/h_o) = R_{nc} + (1/h_c)$, donde h_c es el coeficiente de condensación de agua de la mezcla. La ecuación 5.12 se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{1}{U} = R_{nc} + \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_i} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{X_w}{k_w} \left(\frac{D_o}{D_{LM}} \right) + R_{do} + R_{di} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \quad (5.15)$$

El valor de R_{nc} continuamente aumenta a lo largo del condensador, ya que la concentración de los incondensables se incrementa al condensarse los vapores. El valor de h_c , para la condensación de vapor de agua puede considerarse constante e igual a 1500 Btu/hrPie²°F).

Pérdidas de Presión: Las pérdidas de presión en el lado de la coraza deben ser menores o iguales al 10% de la presión de entrada [35], siendo 6-7 Torr un valor típico [25]. Las pérdidas de presión en lado de la coraza pueden estimarse sobre la base de la densidad relativa promedio de la mezcla gas-vapor a la entrada y a la salida, utilizando la masa velocidad de la entrada y haciendo uso de la ecuación siguiente:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_e' S_g \Phi_s} \quad (5.16)$$

f: factor de fricción (Pie²/pulg²). Usar las correlaciones para flujo dentro de tubos de cambiadores de calor y un No. de Reynolds para la coraza de condensadores sin deflectores, $Re = D_e G_s / \mu$.

G_s: velocidad de masa de la mezcla vapor-gas (lb/hrPie²), siendo $G_s = w / A_s$, donde A_s , es el área de flujo análoga a la de un equipo de doble tubo, $A_s = \pi/4 (D_s - N_t D_o^2)$, N_t es el No. de tubos, D_s y D_o son los diámetros interior de la coraza y exterior de los tubos, respectivamente (Pie).

L: longitud de la coraza (Pie).

N: número de pasos por la coraza

Dé: diámetro equivalente para pérdida de presión (pie), siendo estimado por $Dé = 4A_s / (N_t \pi D_o + \pi D_s)$ para un condensador sin deflectores.

S_g: densidad relativa de la mezcla vapor-gas respecto a la densidad del agua (62.4 lb/pie³)

Φ_s: cociente de la viscosidad de la mezcla vapor-gas a la temperatura calórica, respecto a la viscosidad de la misma a la temperatura de la pared, $\Phi_s \approx 1.0$

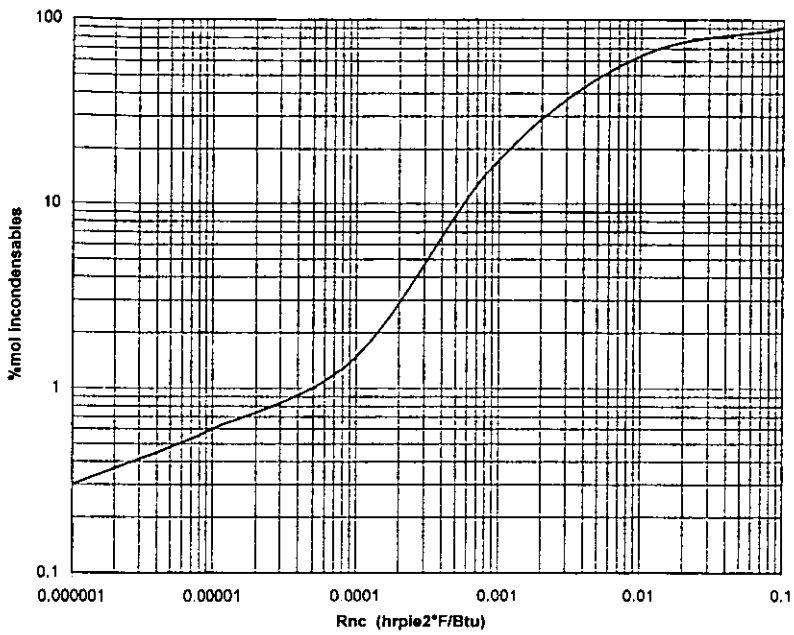


FIG. 5.3 RESISTENCIA DE PELICULA DE INCONDENSABLES

6.0 BOMBAS DE VACIO DE ANILLO LIQUIDO

Las bombas de vacío fundamentalmente son compresores de desplazamiento positivo del tipo rotatorio, los que generan vacíos superiores a los obtenidos con compresores recíprocos y centrífugos [41]. Estos compresores rotatorios, para operar en condiciones de vacío, son diseñados para aceptar un gas a una densidad muy baja y suministrar mayores cocientes de compresión que los compresores rotatorios de altas presiones. Sin embargo, a bajas presiones absolutas el desplazamiento requerido es mayor para la misma cantidad de gas, la eficiencia volumétrica es menor, la cual se aproxima a cero a muy bajas presiones absolutas. Así pues, las bombas de vacío tienen un límite de presión de vacío que pueden alcanzar, se caracterizan por tener una eficiencia mecánica menor y por requerir mayores tamaños, para la misma cantidad de gas, que los compresores de altas presiones.

6.01 GENERALIDADES DE BOMBAS DE VACIO

Las bombas mecánicas de vacío comprenden a las bombas de vacío de anillo líquido, a los sopladores rotatorios, a las bombas de pistón rotatorio y a las de álabes rotatorios deslizantes. Los sopladores rotatorios, no obstante ser equipos adecuados para elevar las presiones de corrientes de proceso a niveles tales que puedan condensarse, y por ende extraerse de los sistemas en los que se desea producir un vacío, están limitados a operar en el intervalo de 760-300 torr, a operar en seco, sin ser adecuados para el manejo de condensados ni para el manejo de sólidos de arrastre, siendo limitados al manejo de gases y vapores limpios y no corrosivos [32,44]. Los equipos de pistón y de

álabes rotatorios, aún cuando son compresores que proporcionan las presiones más bajas de succión, son dispositivos que operan con un sello de aceite en contacto con la corriente de proceso, de muy bajas capacidades, cuyas principales aplicaciones se encuentran en laboratorios, en aplicaciones con cargas de proceso muy bajas, inferiores a **1000 pies³ reales por minuto (pcrm)**, [44].

Este trabajo se limitará a tratar únicamente a las bombas de anillo líquido, las cuales encuentran el mayor número de aplicaciones industriales en virtud de su capacidad para manejar condensados, líquidos, gases y vapores corrosivos y sólidos arrastrados por las corrientes de proceso, utilizándose también como equipos de respaldo en combinación con eyectores.

6.02 CAPACIDAD Y PRESION DE SUCCION.

Las bombas mecánicas son equipos de muy bajas capacidades respecto de los eyectores; siendo sus valores máximos, para unidades de una etapa, del orden de 800 pcrm (pistón rotatorio) hasta 30 000 pcrm (sopladores rotatorios); en tanto que un eyector de una etapa es capaz de manejar 1,000,000 pcrm. Por lo anterior, estos equipos estarán limitados a procesos que requieran capacidades congruentes con los datos anteriores.

Existen combinaciones de bombas mecánicas que utilizan sopladores rotatorios en las primeras etapas, los que descargan hacia inter condensadores o hacia bombas de anillo líquido, de pistón rotatorio o de álabes deslizantes, obteniéndose mejores

capacidades sin sobrepasar el límite de 30 mil pcrm. También existe la combinación de eyectores, localizados en las primeras etapas, y bombas de anillo líquido instaladas en las dos últimas etapas. Este último arreglo encuentra el mayor número de aplicaciones industriales y es más eficiente que los sistemas de eyectores hasta una capacidad 100 mil pcrm.

Las capacidades y presiones de succión manejadas por las bombas de vacío son las siguientes [1]:

Tipo	Presión de Succión (Torr)		Capacidad/unidad (Pie ³ /min.)
	A carga cero	Mín. aplicable	
Anillo Líquido			
Con sello de agua a 60°F			
Una etapa	50	75	3-18 000
Dos etapas	20	25 [44]	
Con sello de aceite	4	10	
Con eyector de aire(1a. etapa)	2	10	
Sistemas Combinados			
Eyector-Anillo Líquido	1	3	100-100 000
Soplador-Anillo Líquido	1torr	5 torr	100-10 000
Soplador-Pistón Rotatorio(1)	0.1	0.1	100-30 000
Soplador-Alabes deslizantes(1)	20	200	100-30 000

(1) Equipos de pistón rotatorio y de álabes deslizantes de dos etapas.

6.03 PRINCIPIO DE OPERACIÓN

Las bombas de anillo líquido o de pistón líquido son usadas ampliamente en operaciones industriales y representan una alternativa de selección con respecto a los eyectores, especialmente en aplicaciones que requieren tolerancia a la corrosión y al arrastre de líquidos y sólidos. Estos equipos se utilizan para manejar gases y vapores altamente corrosivos en plantas químicas, siendo indispensables en el manejo de cloro, oxígeno y acetileno, encontrando gran aplicación en las operaciones de filtración, evacuación de condensadores, secado y destilación.

La bomba de anillo líquido es una bomba rotatoria no pulsante que comprime gases mediante un anillo líquido, usualmente agua, que es generado por un impulsor rotatorio [2]. La única parte en movimiento es el rotor o impulsor, el cual es montado en una flecha localizada de manera excéntrica respecto al eje central de una carcasa cilíndrica o elíptica. La figura 6.1 ilustra la operación de este tipo de equipo [42], la cual muestra un dispositivo cónico con los puertos de succión y descarga del gas a comprimir. Antes de la operación las cámaras del rotor se encuentran parcialmente llenas del líquido de sello, al iniciar la operación, el impulsor arroja el líquido de sello hacia la periferia de las paredes internas de la carcasa, generando un anillo líquido de espesor variable, de tal forma que en la parte superior de la misma, el anillo líquido casi vacía las cavidades entre los álabes de rotor (la sección de succión), e inicia su movimiento (punto 2) hacia el eje del rotor, comprimiendo el gas correspondiente, de tal manera que en la parte inferior, estas cavidades están casi llenas y el gas comprimido sale por el puerto de

descarga. Este vaciado y llenado de las cavidades actúa como un pistón, succionando el gas de proceso por el puerto de succión y expulsándolo junto con algo de líquido de sello. Los cocientes de compresión pueden ser del orden de 10:1, cuando la descarga es hacia la atmósfera, para una bomba de una etapa. Existen variaciones del diseño anterior, tales como el uso de placas en forma de disco para los puertos de succión y de descarga en lugar de dispositivos cónicos, bombas con dos rotores que actúan independientes en un arreglo paralelo dentro de la misma carcasa y accionados por la misma flecha. La bomba mostrada en la figura 6.1, es de carcasa elíptica, de diseño de doble acción en la que el anillo líquido llena y vacía las cámaras del rotor dos veces por cada revolución.

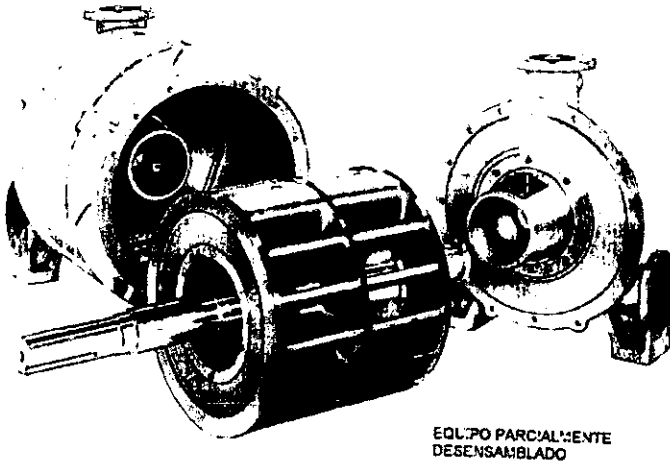
La bomba de anillo líquido se asemeja a un compresor isotérmico, ya que el anillo de líquido actúa como medio de temperatura constante. Así pues, para comprimir aire de 200 torr hasta la presión atmosférica, con un flujo adecuado de líquido de sello, el incremento de temperatura es de 5-10°F, en tanto que para una compresión similar, la diferencia de temperaturas para un compresor no enfriado será mayor de 200°F [1]. La compresión se lleva al cabo sin ningún contacto entre metales, tal que no se requiere lubricación y el desgaste es mínimo. Los claros entre las superficies metálicas son grandes en comparación con los de las bombas de pistón rotatorio y de álabes deslizantes, por lo que la bomba es capaz de manejar partículas sólidas pequeñas, siempre que no sean abrasivas.

6.04 SISTEMAS DE LIQUIDO DE SELLO

Cuando los vapores succionados se contactan con el líquido de sello, ocurre algo de condensación, funcionando el equipo como un condensador de contacto directo. Si el gas succionado es seco, ocurrirá evaporación del líquido de sello. Por supuesto, estas bombas requieren reposición del líquido de sello que es expulsado junto con el gas comprimido. También debe considerarse que la presión de succión está limitada por la presión de vapor del líquido de sello, ya que a presiones de succión muy cercanas o iguales a la presión de vapor del anillo líquido, la bomba presentará cavitación y consecuente deterioro. Estas bombas no deben operarse en seco. La presión de succión en la bomba debe ser al menos dos veces la presión de vapor del líquido de sello a la temperatura de operación del mismo.

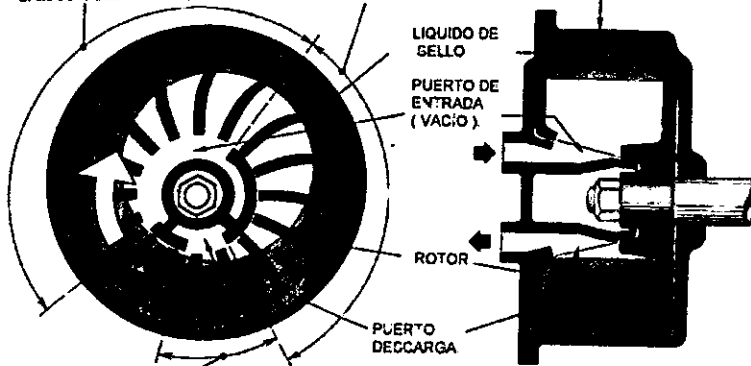
El líquido de sello más ampliamente usado es agua, sin embargo, otros líquidos con menores presiones de vapor o bien los líquidos correspondientes a los gases de proceso pueden usarse como líquido de sello, tal es el caso del uso de los destilados de una operación de destilación al vacío o de líquidos tales como etilenglicol, ácido sulfúrico, dowerm A, xileno, cloroformo, así como líquidos sintéticos de sello desarrollados por los fabricantes de estos equipos [42,44].

Existen tres tipos básicos de sistemas de líquido de sello los cuales comprenden sistemas de un paso (sin recuperación del líquido de sello), sistemas con recuperación parcial y sistemas con recuperación total, mismos que se indican en la figura 6.2 [43].



1 AGUA SE MUEVE HACIA AFUERA EN LA SECCIÓN DE SUCCIÓN (EL GAS ES SUCCIONADO POR LAS CAMARAS DEL ROTOR)

2 AGUA SE MUEVE HACIA ADENTRO EN LA COMPRESIÓN (SE COMPRIME EL GAS EN LAS CAMARAS DEL ROTOR)



3 EL GAS SALE DE LA BOMBA POR EL PUERTO DE DECCARGA

Fig. 6.1 Operación de Bombas de Anillo liquido.

En un sistema de un paso, el líquido de sello no se desea recuperar por no ser valioso o porque no se desea su contaminación. El sistema de recuperación total del líquido de sello es usado para conservar el mismo, por lo que deben proporcionarse reposición y purgas periódicas, así como recirculación desde el tanque separador y enfriamiento del líquido de sello mediante un cambiador de calor enfriado por agua externa. En caso de una pérdida de presión considerable, una bomba de recirculación auxiliar puede ser necesaria.

Las bombas de anillo líquido son capaces de manejar cantidades limitadas de corrientes de líquido. Una práctica general es limitar el volumen total de entrada de líquidos de sello y de arrastre en la corriente de proceso succionada a un valor de 1% de la capacidad del gas de succión. Esta característica de las bombas de anillo líquido hace posible, en algunos casos, eliminar el uso de condensadores enfriados por agua.

6.05 CURVAS DE OPERACION

Las figura 6.3 muestra curvas de operación típicas para la capacidad y demanda de potencia de una bomba de una etapa. En ella se indica la capacidad de succión, (también llamada velocidad de la bomba), en pcrm , y la presión absoluta de vacío producido en torr , para una velocidad de rotación definida de 400 RPM, utilizando agua de sello a 60°F . Igualmente puede observarse que la unidad, de una etapa, es capaz de generar presiones absolutas de vacío de hasta de 150 torr. Una unidad de dos etapas puede producir presiones absolutas de hasta 30 torr. o menores.

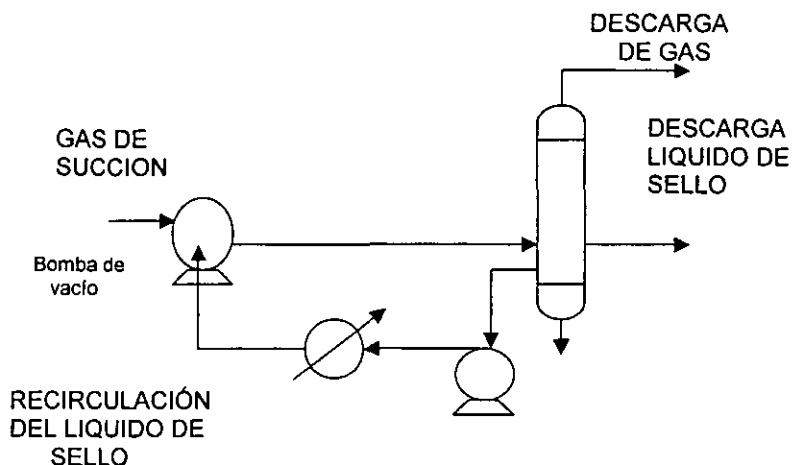


FIG. 6.2 SISTEMA DE LIQUIDO DE SELLO

Estas curvas de operación están especificadas por los fabricantes en base a pruebas estándar, en las que el líquido de sello es agua a 60°F, el fluido de succión es aire seco con una humedad relativa de hasta 50% a 70°F, la contrapresión o presión de descarga es de 760 torr . Detalles de las pruebas de funcionamiento de estos equipos están documentados por el Instituto de Intercambio de Calor, HEI [45]. Desviaciones en las condiciones anteriores tienen influencia en los datos reportados en dichas curvas, cuyos ajustes han sido documentados en la sección 6.08.

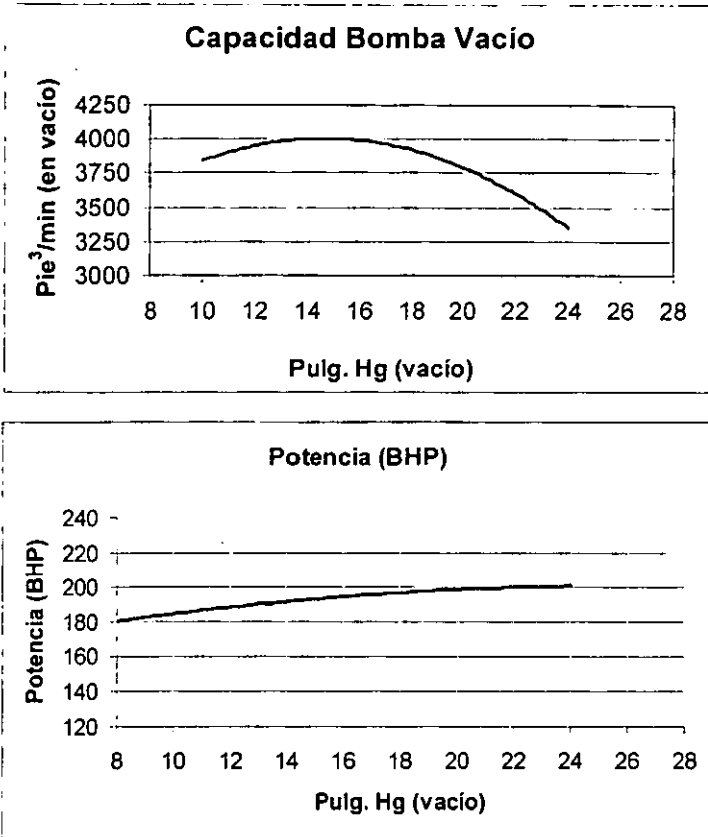


FIG. 6.3 CURVA DE OPERACIÓN DE UNA BOMBA DE ANILLO LIQUIDO A UNA VELOCIDAD DE 400 RPM

6.06 MATERIALES DE CONSTRUCCION

Los siguientes materiales de construcción son normalmente combinados en la fabricación de este tipo de equipo rotatorio:

Carcaza	Impulsor	Flecha
Hierro Fundido A48, A278	Bronce C95800	Ac. Inox. A479 316L
Ac Carbón A216 WCB	Ac Carbón A216 WCB	Ac. Inox. A479 316L
Ac. Inox. A351 CF3	Ac. Inox. A351 CF3	Ac. Inox. A479 316L
Ac. Inox. A351 CF3	Ac. Inox. A351 CF3	Ac. Inox. A479 304L

Los Sellos Mecánicos son proporcionados en: Acero Inoxidable, Cerámica, Teflón, Carbón.

6.07 CONSUMO DE SERVICIOS

Los servicios demandados por las bombas de vacío de anillo líquido consisten de agua de sello tanto para el anillo líquido como para los empaques o los sellos mecánicos del equipo rotatorio, agua de enfriamiento para el cambiador de calor encargado de enfriar la corriente de reciclado del agua de sello de un sistema con recirculación, así como de energía eléctrica para la operación del equipo principal, la bomba auxiliar de agua de sello de recirculación y el equipo de control correspondiente.

A. REQUERIMIENTOS DE AGUA DE SELLO. Cuando la corriente de proceso a evacuar es predominantemente vapor se requiere una inyección de líquido de hasta un 1% de la capacidad de succión de la bomba de vacío de anillo líquido en un sistema recirculación.

$$q_s \leq 0.01V \quad (6.1)$$

q_s = Flujo de líquido de sello (pie^3/min)

V = Capacidad de la bomba de anillo líquido (pcrm)

Así por ejemplo, en el caso de una bomba con una capacidad de 100 pie³/min (pcrm) podrán requerirse hasta 1 pies³/min de agua de sello (7.5 gpm). El requerimiento anterior también se estima ser 1gpm por cada bhp de operación para las bombas más pequeñas (< 100 pcrn) y 0.5 gpm por bhp en bombas mayores [2].

$$q_s = 1.0 \text{ gpm/bhp}, \quad V \leq 100 \text{ pcrn} \quad (6.2)$$

$$q_s = 0.5 \text{ gpm/bhp} \quad V > 100 \text{ pcrn} \quad (6.3)$$

q_s = Flujo de líquido de sello (gpm)

En el caso de sistemas con recirculación, el consumo de agua de sello para el ejemplo anterior puede ser disminuido hasta un valor de 1gpm (0.15%), correspondiente a la purga requerida por el circuito de recirculación [44]. Otro dato relativo a sistemas con recirculación considera 0.25 gpm por bhp de operación [2].

$$q_s = 0.25 \text{ gpm/bhp} \quad (6.4)$$

Los sellos mecánicos requieren 0.25-0.50 gpm de agua filtrada que es tomada del sistema de recirculación del agua de sello y que debe suministrarse a ellos a una presión de al menos 5 psig mayor que la presión de descarga de la bomba [46]. La pérdida de presión en el circuito de recirculación es de alrededor de 5 psi en adición a las pérdidas en el enfriador y en los accesorios de control del flujo. Cuando el sistema no incluye una bomba auxiliar de agua de sello de recirculación, el suministro a los sellos mecánicos es tomado de la descarga de la bomba [47].

B. REQUERIMIENTOS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO. Este servicio es requerido en los sistemas provistos de un circuito de recirculación de agua de sello, consistente de una bomba centrífuga auxiliar y un cambiador de calor, con el objeto de enfriar el agua de sello que es descargada junto con la corriente de proceso con un incremento de

temperatura ΔT que se aproxima a los siguientes valores:

Manejando gases incondensables secos:

$$\Delta T = 10^{\circ}\text{F} \quad (\text{Una etapa}) \quad (6.5)$$

$$\Delta T = 5^{\circ}\text{F} \quad (\text{Dos etapas}) \quad (6.6)$$

Manejando gases saturados de condensables:

$$\Delta T = 25^{\circ}\text{F} \quad (\text{Una etapa}) \quad (6.7)$$

$$\Delta T = 12^{\circ}\text{F} \quad (\text{Dos etapas}) \quad (6.8)$$

El agua de sello, que trabaja como anillo líquido dentro de la carcasa de la bomba, absorbe el calor generado por el motor eléctrico, así como el calor de condensación de los vapores condensables, cuyo efecto sobre la temperatura del agua de sello de entrada, resulta en un incremento de temperatura que puede calcularse mediante la siguiente ecuación (el calor sensible se considera irrelevante):

$$\Delta T_s = \frac{2545(\text{bhp}) + \text{wc}(\Delta h_v)}{8.02 \text{ qs } \rho C_p} \quad (6.9)$$

ΔT_s = incremento de temperatura del líquido de sello, una etapa, $^{\circ}\text{F}$

bhp = potencia de operación, hp

wc = vapores de proceso condensados, lb/hr

Δh_v = calor de vaporización, Btu/lb

qs = flujo del líquido de sello, gal/min

ρ = densidad del líquido de sello, lb/pie³

C_p = capacidad calorífica del líquido de sello, Btu/lb $^{\circ}\text{F}$

Así pues, la temperatura T_d , del líquido de sello en la descarga de la bomba de vacío es:

$$T_d = T_e + \Delta T_s \quad (6.10)$$

T_e = temperatura del líquido de sello en la entrada a la bomba, °F

En el caso de bombas de vacío de dos etapas, los fabricantes las diseñan considerando que cada etapa demanda la mitad de la potencia total requerida, y que la presión de descarga de la primera etapa es 3 veces la presión de succión correspondiente, es decir, que $P_1 = 3P_s$.

Todo el vapor de saturación que acompaña a la corriente de gas de proceso es condensado en el seno del anillo líquido, excepto el vapor de saturación asociado al gas de descarga a la presión correspondiente, por lo que la corriente de proceso y el líquido de sello se ponen en contacto antes de que dicha corriente alcance la entrada de la bomba, aumentando el tiempo de contacto para favorecer que se alcance el equilibrio, reduciéndose el volumen de admisión en la entrada de la bomba. Lo anterior se consigue instalando toberas de aspersion en el manifold de admisión de la corriente evacuada, mediante las cuales se inyecta una porción del líquido de sello, siendo 10% del flujo total del líquido de sello un valor típico para diseños con placas circulares, y de 20-30% para diseños con puertos cónicos, mientras que el resto se inyecta mayormente al interior de la carcasa de la bomba y, de manera muy mínima, al sello mecánico.

La ecuación 6.9 puede resolverse estimando la T_d de la ecuación 6.10 mediante las ecuaciones 6.5 a 6.8 y calculando w_c a partir de ecuaciones siguientes:

$$w_c = w_s - w_d \quad (6.11)$$

w_s = flujo de vapor en la succión, lb/hr

w_d = flujo de vapor en la descarga, lb/hr

El valor de w_s corresponde al vapor de saturación determinado en la evaluación de la carga o capacidad de succión para la cual el equipo de vacío será especificado. El valor de w_d también corresponde al vapor de saturación, solo que en este caso es el asociado al gas de descarga de la bomba a la presión y temperatura correspondientes, el cual puede evaluarse por la ecuación siguiente:

$$W_d = \frac{w_n M_d X_d p_d^\circ}{M_n (P - p_c)} \quad (6.12)$$

w_n = flujo del gas incondensable, lb/hr

M_d, M_n = peso molecular del vapor condensable y del incondensable, (lb/lbmol)

X_d = fracción mol del condensable en el líquido (lbmol/lbmol tot)

p_d°, P, p_c = presión de vapor del condensable, presión total, presión parcial de todos los condensables, torr

En el caso de mezclas de aire-vapor de agua, la ecuación 6.12 se simplifica según lo siguiente:

$$w_d = 0.62 w_n \left(\frac{p_d^\circ}{P - p_d^\circ} \right) \quad (6.13)$$

Luego entonces, es posible confirmar el valor de T_d supuesta mediante el cálculo de $w_c = w_s - W_d$ y de ΔT_s con la ecuación 6.9. Con esta ΔT confirmada puede estimarse la cantidad de agua de enfriamiento requerida por el cambiador de calor mediante la siguiente ecuación, la cual considera que el líquido de sello es también agua:

$$Q_a = Q_s \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_a} \right) \quad (6.14)$$

- Qa = flujo de agua de enfriamiento, gpm
 ΔT_a = diferencia de temperatura del agua de enfriamiento, °F, la cual se estima sobre la base de que la máxima temperatura permitida de salida del agua de enfriamiento es de 115-120°F.

C. DEMANDA DE POTENCIA. La potencia teórica requerida para comprimir w (lb/hr) de una mezcla de gases y vapores contenidos en la carga a ser evacuada, desde una presión de succión P_1 a una de descarga P_2 , se estima utilizando la ecuación correspondiente a los compresores convencionales, considerando que dicha compresión se lleva al cabo mediante un proceso adiabático reversible:

$$\text{BHP teórico} = \left(\frac{k}{k-1} \right) \frac{wRT}{M(550)(3,600)} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \quad (6.15)$$

- BHP teórico = potencia requerida en la flecha de la bomba de vacío, hp
 k = C_p/C_v , adimensional
 M = peso molecular, lb/lbmol
 R = constante de la ley de los gases, 1545 lbf-pie/lbmol°R
 T = temperatura de succión, °R
 P_1, P_2 = presión de succión y descarga, torr.

Esta potencia teórica puede ser utilizada para estimar la potencia requerida por una bomba de anillo líquido, mediante la consideración de la eficiencia de dicha compresión. Por supuesto, la potencia real será aquella que el proveedor del equipo indique en sus especificaciones

D. EFICIENCIA. Las bombas de anillo líquido son las menos eficientes de las bombas mecánicas de vacío, cuyas pérdidas de energía se deben a que gran parte de

la energía suministrada es utilizada en mover el anillo líquido para llevar al cabo la compresión del gas de succión, además de pérdidas por fricción, fugas internas, vaporización del líquido de sello, el que ocupa un espacio no deseable en la cámara de compresión, etc. La llamada **eficiencia térmica**, E , de las bombas de anillo líquido se define por la ecuación siguiente, cuyos valores pueden estimarse de la figura 6.4 [1,44].

$$E = \frac{\text{BHP teórico}}{\text{BHP real}} \quad (6.16)$$

Los datos de la figura 6.4 incluyen datos de BHP real de información de fabricantes, en tanto que los correspondientes a BHP teórico fueron calculados utilizando la ecuación 6.15, cuyo cociente E , ha sido graficado contra la presión de succión, para bombas de anillo líquido. El agua del líquido de sello ha sido considerada a una temperatura de 70°F. Estas eficiencias representan estimados adecuados de bombas manejando incondensables y no se ven afectadas cuando las cargas de condensables son inferiores a 20% en peso.

6.08 CONVERSION DE PRUEBAS ESTANDAR A CONDICIONES DE OPERACIÓN

A. PRUEBAS ESTANDAR. Los fabricantes especifican a las bombas de anillo líquido sobre la base de la capacidad real o de succión determinada mediante pruebas estándar de funcionamiento que se conducen de acuerdo al Instituto de Intercambio de Calor, HEI, [45]. Estas capacidades son graficadas en función de la presión de succión, dando lugar a curvas de operación estándar para cada modelo de bomba.

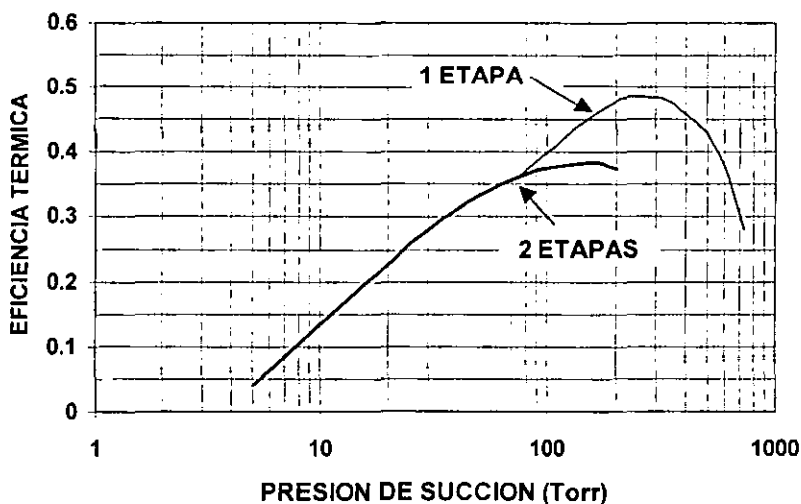


FIG.6.4 EFICIENCIA TERMICA DE BOMBAS DE ANILLO LIQUIDO [1,44]

Dichas condiciones de prueba son agua de sello a 60°F, aire atmosférico seco, hasta una humedad relativa de 50%, y temperatura de 70°F, así como una presión de descarga o contrapresión de 760 torr.

B. CONDICIONES DE OPERACION. Las condiciones de operación bajo las cuales una bomba de anillo líquido funciona, normalmente difieren de las llevadas al cabo bajo condiciones de prueba estándar, por lo que es necesario considerar correcciones a los datos de capacidad y demanda de potencia que los fabricantes indican en las curvas de operación de estos equipos. Las desviaciones se estiman a partir de las siguientes

consideraciones y ecuaciones, las cuales deberán utilizarse para verificar las correcciones del fabricante.

C. CORRECCION DE LA CAPACIDAD POR TEMPERATURA DEL LIQUIDO DE SELLO [2]. La capacidad real de una bomba de anillo líquido será menor si la temperatura del agua de sello es mayor de 60°F, ya que en estas condiciones aumentarán la presión de vapor del líquido de sello, así como la cantidad de vapores, los que ocuparán un espacio en la cámara de compresión que disminuye la capacidad de la bomba para manejar el gas de proceso que se desea evacuar. Lo opuesto es válido, para el caso en el que la temperatura disminuye, la capacidad aumenta. En el caso de utilizar agua como líquido de sello, la capacidad estándar @ 60°F, V60, leída de las curvas de operación de los fabricantes, puede convertirse a una capacidad de operación, Vt, a una temperatura t de suministro del agua de sello, mediante la ecuación siguiente:

$$V_t = V_{60} \left[\frac{P - (p_w)_t}{P - 13.3} \right] \quad (6.17)$$

- Vt = capacidad de operación con suministro de agua a una temperatura t, pie³/min
 V60 = capacidad estándar con agua a 60°F, pie³/min
 P = presión total de succión, torr
 (p^w)t = presión de vapor de agua a la temperatura, t, torr

Si la carga consiste únicamente de gases incondensables, la capacidad real requerida, Vr, obtenida del análisis del sistema sujeto a vacío, a las condiciones de succión, puede convertirse a una capacidad equivalente, (V60)e para ser leída en la curva de

los fabricantes mediante la ecuación 6.18, que aplica a cualquier líquido de sello:

$$(V60)_e = V_r \left[\frac{P - 13.3}{P - (p_w)_t} \right] \quad (6.18)$$

- (V60)_e = capacidad estándar equivalente a ser leída en las curvas de operación, pie³/min
 V_r = capacidad real requerida a las condiciones de succión, pie³/min
 (p^ow)_t = presión de vapor del líquido de sello de que se trate, a la temperatura t, torr.

Cuando la carga consiste de una mezcla de incondensables y vapores de saturación, la siguiente ecuación puede utilizarse para estimar una capacidad estándar equivalente, (V60)_e, a los valores de capacidad estándar mostrados en las curvas de operación de los fabricantes [2]:

$$(V60)_e = V_r \left[\frac{P - (p_c)_t}{P - (p_s)_{td}} \right] \left[\frac{P - 18}{P} \right] \quad (6.19)$$

- (p_c)_t = presión parcial del condensable a la temperatura de succión, torr.
 . Es igual a la presión de vapor si la mezcla se encuentra saturada del vapor condensable.
 (p_s)_{td} = presión parcial del líquido de sello a la temperatura t_d = t_e + 10°F, torr.

D. CORRECCION DE LA POTENCIA PARA CUALQUIER LIQUIDO DE SELLO. La ecuación siguiente permite estimar la potencia corregida utilizando la densidad y la viscosidad del líquido de sello de que se trate, incluso agua (en el caso de que sus propiedades varíen significativamente con la temperatura). Estas propiedades tienen

que evaluarse a la temperatura efectiva de descarga del anillo líquido de acuerdo con las ecuaciones 6.10 y 6.9 o bien con las aproximaciones de las ecuaciones 6.5 a 6.8.

$$\text{BHPc} = \text{BHP} \left[0.5 + 0.0155(\rho)^{0.84} (\mu)^{0.16} \right] \quad (6.16)$$

BHPc = potencia corregida de operación, hp

BHP = potencia reportada en la curva de operación, hp

ρ = densidad del líquido de sello a Td, lb/pie³

μ = viscosidad de líquido de sello a Td, cP

E. CORRECCION DE CAPACIDAD POR DESVIACIÓN EN LA PRESION DE DESCARGA. Cuando la presión de descarga o contrapresión es significativamente diferente de 760 torr, el cociente de compresión es afectado, por lo que la capacidad debe corregirse considerando una presión de succión equivalente que se estima de la ecuación siguiente:

$$P_e = P \left(\frac{760}{P_d} \right) \quad (6.21)$$

P_e, P, P_d = presión de succión equivalente, de succión real y de descarga, torr

Esta presión de succión equivalente substituye a P en las ecuaciones 6.17 a 6.19.

6.09 DIMENSIONAMIENTO PARA EVACUACIÓN

En aplicaciones de procesos por lotes y en el arranque de un sistema de vacío, se requiere evacuar los recipientes o equipos desde la presión atmosférica hasta una presión mínima de succión en un tiempo determinado por el proceso. Esta evacuación puede ser el factor determinante del dimensionamiento de una bomba de vacío y debe

siempre explorarse durante el proceso de selección de estos equipos, ya que la capacidad de evacuación mas las infiltraciones pueden ser mayores que los gases y vapores del proceso mas las infiltraciones asociadas durante la operación normal de estos sistemas. Las siguientes ecuaciones permiten estimar el tiempo y la capacidad de evacuación requeridos:

$$t = \left(\frac{v}{s} \right) \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (6.22)$$

t = tiempo de evacuación, min

V = volumen del sistema a evacuar, pie³

S = capacidad promedio de la bomba de vacío, desde P1 hasta P2,
pcrm

P1, P2 = presiones inicial y final, torr

$$S = \left(\frac{v}{t} \right) \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (6.23)$$

7.0 SELECCION, ESPECIFICACION Y EVALUACION DE SISTEMAS DE VACIO

Esta sección tiene por objeto proponer y documentar los criterios que permitan **Seleccionar** el sistema de vacío más apropiado a los requerimientos de un proceso de entre las alternativas posibles, representadas por los sistemas de eyectores condensantes y no condensantes, las bombas de vacío de anillo líquido y la combinación de eyectores y bombas de anillo líquido, con el fin de **Especificar** el o los sistemas de vacío seleccionados para obtener cotizaciones de los fabricantes o proveedores, que permitan al ingeniero de proceso confirmar su selección, o bien, en el caso de que esta ya haya sido definida, proceder a la **Evaluación** correspondiente del sistema previamente seleccionado como el más adecuado para cubrir los requerimientos específicos del proceso, verificando su cumplimiento de entre las propuestas técnicas y comerciales que los proveedores suministren para tal efecto.

7.01 SELECCION DEL SISTEMA DE VACIO

La selección del sistema de vacío más apropiado a los requerimientos de un proceso requiere considerar aspectos técnicos relacionados con la Capacidad y la Presión de Succión, así como con aspectos cualitativos relacionados con la Confiabilidad y el Mantenimiento, los que permitirán eliminar aquellos sistemas o equipos que no satisfagan los requerimientos del proceso. También es necesario tomar en cuenta aspectos económicos relacionados con la inversión de capital y los costos de operación y, finalmente, aspectos relativos a la contaminación generada por tal selección.

A. CAPACIDAD DE SUCCION REQUERIDA. La capacidad de succión real requerida por un proceso se determina por los procedimientos delineados en los capítulos 4.0 y 6.0, cuyas contribuciones pueden consistir de las siguientes cargas, las cuales deben convertirse a una base común consistente en una carga de aire equivalente seco a 70°F (AES)

Evacuación de Equipos	Secciones 4.08, 6.09
Infiltraciones	Sección 4.09
Incondensables propios del proceso	Diagrama de flujo del proceso (datos del balance de materia y energía)
Incondensables disueltos	Sección 4.10
Vapores de Saturación	Sección 4.10

Existen dos situaciones a considerarse durante la determinación de la carga o capacidad de succión requerida por el proceso, las cuales consisten en:

1. La capacidad de evacuación de los gases y vapores del recipiente en el tiempo aceptado de paro, con el objeto de iniciar o reiniciar la operación normal del mismo. A la capacidad de evacuación anterior se le añade la carga de infiltraciones correspondientes a la evacuación.
2. La carga consistente en los gases y vapores del proceso normal de operación, más las infiltraciones asociadas a esta operación.

La carga o capacidad mayor determinada de las situaciones anteriores será la carga o capacidad de succión real a considerar como especificación del sistema de vacío.

B. PRESION DE SUCCION REQUERIDA. En el caso de la presión de succión, P_s , requerida por un equipo de vacío, es necesario considerar la presión de operación del recipiente, P_o , la cual es un dato de la ingeniería básica que se encuentra documentada en el diagrama de flujo de proceso, a la que hay que restarle las pérdidas de presión totales, ΔP_t , por efecto del flujo de la carga del proceso, a lo largo de la tubería y los accesorios existentes, desde el recipiente hasta la succión del equipo de generación del vacío. Los criterios desarrollados en la sección 3.04 son aplicables para calcular la Presión de Succión requerida.

C. CAPACIDAD Y PRESION DE SUCCION DISPONIBLES. La capacidad y la presión de succión requeridas, determinadas de acuerdo a los criterios anteriores, deben compararse con las capacidades y los intervalos de presión ofrecidos por los diferentes sistemas de vacío considerados en la tabla 7.1 [1], cuya información puede utilizarse para eliminar los sistemas de vacío que no cumplan con las especificaciones de capacidad y presión de succión requeridas, así como para obtener una aproximación del tipo y el número de equipos necesarios para cubrir el vacío demandado por un proceso en particular.

En la información de la tabla 7.1 se aprecia que los eyectores tienen enormes capacidades para evacuar grandes sistemas industriales, por lo que se utilizan ampliamente en la industria de refinación de petróleo y en las grandes plantas petroquímicas, sin embargo, las bombas de anillo líquido pueden cubrir requerimientos de capacidades menores en cualquier industria, incluso las industrias del petróleo, así como en las plantas de generación de fuerza y las de la industria química, entre otras.

Lo anterior es particularmente cierto en los casos en los que las bombas de anillo líquido se combinan con eyectores.

Sistema de Vacío	Presión (carga cero)	Presión mínima aplicable	Capacidad por Unidad, pie ³ /min
Eyectores:			
Una etapa	50 torr	75 torr	10 - 1,000,000
Dos etapas	4 torr	10 torr	
Tres etapas	800 μ	1.5 torr	
Cuatro etapas	100 μ	250 μ	
Cinco etapas	10 μ	50 μ	
Seis etapas	1 μ	3 μ	
Bombas de Anillo líquido:			
Con sello de agua, 60°F:			
Una etapa	50 torr	75 torr	3 - 18,000
Dos etapas	20 torr	40 torr	
Con sello de aceite (una etapa)	4 torr	10 torr	
Sistemas de Vacío Combinados:			
Eyector(aire)-bomba anillo líquido	2 torr	10 torr	3 - 18,000
Eyector-bomba anillo líq.	1 μ	3 μ	100 - 100,000

Tabla 7.1 Capacidad y Presión de Succión de varios Sistemas de Vacío

Los sistemas de vacío combinados consisten de uno o más eyectores en serie, localizados en las primeras etapas, descargando a un intercondensador de superficie, el cual es evacuado de incondensables y vapores de saturación por una o varias bombas de anillo líquido de una o dos etapas, conectadas en paralelo, las cuales descargan a un

separador de gases y líquido, mismo que es recirculado como agua de sello. Todos estos equipos, sus accesorios, instrumentos y controles son arreglados en una estructura o patín y son suministrados como equipos paquete. En la tabla 7.1 puede observarse que estos sistemas incrementan significativamente la capacidad de generación de vacío y, como se estableció en el capítulo 6.0, son más eficientes que los equipos individuales de los que están compuestos. Estos sistemas encuentran aplicaciones en el sistema de vacío de una unidad de destilación de crudo reducido de 140 000 barriles por día, en la que cada uno de los tres "trenes" de vacío consiste de eyectores de tres etapas, los que fueron modificados mediante reemplazo de su última etapa por una bomba de vacío de anillo líquido [48].

7.02 CONFIABILIDAD Y MANTENIMIENTO.

Los aspectos cualitativos a ser considerados en la selección del sistema de vacío más apropiado, se refieren a aspectos relacionados con problemas de operación, tales como: pérdida del vacío, pérdida de producto, generación de situaciones con riesgo de explosión o de generación de sustancias tóxicas, etc., además de la factibilidad de proveer el mantenimiento requerido por los equipos sin afectar los programas de producción de una unidad de proceso.

La tabla 7.2 que se presenta a continuación establece los conceptos que requieren ser evaluados durante el proceso de selección del sistema de vacío más apropiado [1]:

Concepto	Sistemas de Eyectores	Bombas de anillo líquido
Tolerancia a sólidos de arrastre	Recomendable	Recomendable
Tolerancia a líquidos de arrastre	Recomendable	Recomendable
Respuesta a sobrecarga de infiltraciones	Diseñar usando un factor de 2.0 en aplicaciones críticas. Se puede dar lugar a un flujo de vapor motor hacia el proceso.	Responde bastante bien a los excesos de carga por infiltraciones. Diseñar con un factor de 1.5.
Bombeo de condensables	Recomendable. Usar un sistema condensante	Recomendable
Respuesta a falla del precondensador	Los sistemas condensantes absorben la carga. La presión de succión se incrementa. Los eyectores de una etapa fallan inmediatamente	Recomendable
Respuesta a una presión de descarga excesiva	Se recomienda instalar un precondensador para evitar el flujo de vapor motor hacia el proceso	Recomendable
Tolerancia a productos corrosivos	Recomendable	Pueden ser fabricadas en varios materiales para resistir la corrosión (inoxidables, aleaciones, recubrimientos fenólicos, etc.)
Facilidad del mantenimiento	Recomendable.	El mantenimiento es relativamente fácil y, con la excepción de un mantenimiento mayor, puede darse en el sitio.

Tabla 7.2 Conceptos de Confiabilidad y Mantenimiento de sistemas de Vacío

7.03 ESPECIFICACION DE UN SISTEMA DE VACIO

Con el objeto de obtener cotizaciones o propuestas técnicas y comerciales de parte de los fabricantes y proveedores, es necesario proporcionarles especificaciones completas y claras de los datos de operación y las características de los sistemas de vacío, que previamente hayan sido seleccionados como los más adecuados para satisfacer los requerimientos de un proceso en particular.

Esta especificación se lleva al cabo mediante la preparación de las hojas de datos técnicos correspondientes a los sistemas de vacío de Eyectores, de Condensadores de superficie o barométricos y de Bombas Mecánicas de anillo líquido, las cuales se muestran en las tablas 7.3 y 7.4; cuyos cuestionarios han sido respondidos para el caso de aplicación presentado en la sección 7.05.

En base a la especificación anterior, es posible obtener cotizaciones con información técnica y comercial que nos permita realizar una evaluación detallada, con el objeto de decidir por la propuesta más adecuada desde el punto de vista técnico y económico.

En ausencia de cotizaciones de proveedores o fabricantes, los procedimientos de la sección 7.04 pueden utilizarse para elaborar estimados de costos de orden de magnitud.

HOJA DE DATOS DE SISTEMAS DE EYECTORES					FECHA: JUNIO, 2000 REV.: 0	
Elaboró: <u>XYZ</u>		Revisó: <u>YZX</u>		Aprobó: <u>ZXY</u>		Hoja 1 de <u>1</u>
Planta: <u>UNIDAD DESTILACIÓN AL VACIO</u> Lugar: <u>BCA</u> Equipo: <u>EJ-01</u>				Cantidad <u>UNO</u>		
Servicio: <u>SISTEMA DE VACIO DE UDV</u> Fabricante: <u> </u> Tipo de Sistema: <u>CONDENSANTE</u>						
Tipo de Condensador: Barométrico <u> </u> Superficie: <u>X</u>						
CONDICIONES DE OPERACION						
Presión de Succión: <u>24</u> Torr @ <u>130</u> °F Presión De Descarga <u>825</u> Torr (Medida en etapa final <u>X</u> En pozo caliente En venteo del Postcondensador)						
Operación: Continúa <u>X</u> Intermite <u> </u> Presión a carga cero <u>10</u> Torr						
GAS EVACUADO		PESO MOLECULAR	FLUJO (Lb/hr)	Cp (Btu/lb°F)	CALOR LATENTE (Btu/lb)	
HC LIGEROS + AIRE		<u>35</u>	<u>5000</u>	<u>0.46</u>	<u>INCONDENSABLE</u>	
CONDENSABLE		<u>18</u>	<u>7000</u>	<u>0.45</u>	<u>VAPOR AGUA</u>	
TOTAL						
Evacuación: Vol. del Sistema <u> </u> pie ³ Tiempo <u> </u> Min. Infiltración de Aire <u>285</u> Lb/hr(1)						
Eyector de Arranque: si o no <u>X</u> "LA EVACUACIÓN NO ES CONTROLANTE"						
Presión Motriz: Vapor de Agua: <u>240</u> psig @ <u>420</u> °F Presión en el cabezal <u>250</u> psig.						
Agua de Enfriamiento: Temperatura <u>85</u> °F Presión <u>60</u> psig ΔPmax.(condensadores) <u>10</u> psi Temperatura Máxima de salida <u>115</u> °F						
DATOS DE DISEÑO: Presión Barométrica <u>660</u> Torr. No. de etapas: <u>*</u>					CONTROL PRESIÓN SUCCION	
ETAPA					Válvula estrangulamiento <u> </u>	
Capacidad (lb/hr)					Infiltración condensable <u> </u>	
Succión Diam. (Pulg.)					Infiltración incondensable <u> </u>	
Rango(#) y cara					Recirculación de etapa <u>Z</u>	
Vapor Requerido (lb/hr)					Op'n Estable de <u>10</u> a <u>25</u> Torr.	
Vapor Entrada (pulg.)					MATERIALES CONSTRUCCIÓN	
Rango(#) y cara					Eyector: Estándar Fabricante <u> </u>	
Agua Enfto. GPM					Tobera <u>A-276</u> Difusor <u>A-285</u>	
Agua: ΔT (°F)					Cámara Succión <u>A-285</u> Vapor <u>A-216</u> Tobera extensión <u> </u> Diám.	
Agua entrada/salida, pulg					Mín. tobera <u>3/32</u> pulg. Postcond/ <u>SI</u> Intercond. <u>SI</u>	
Rango(#) y cara					Clase y Tipo TEMA <u>R/AEU</u>	
Pres/Temp. Succ. Torr/°F					Precond. Si o No <u>X</u>	
Condensador Sup./Barom.					Cuerpo <u>A-285</u> Cabeza <u>A-285</u>	
Area (Pie ²)					Tubos <u>A-179</u> Espejes <u>A-285</u>	
ACCESORIOS: Separador vapor <u> </u> Manómetro vapor <u>X</u> Vacuómetro <u>X</u> Válvula de Control de Gas de Recirculación <u>X</u> Tubería entre etapas <u>X</u> Material <u>A-53</u>					Boquillas <u>A-53</u> Diam. Tubos <u> </u>	
PRUEBAS: Funcionamiento (HEI) <u>*</u> Hidrostática (psig) <u>*</u> Curva de Funcionamiento <u>*</u>					BWG <u>*</u> Longitud <u>*</u>	
PESOS:(Kg) Sistema completo <u>*</u> Eyectores <u>*</u> Condensadores <u>*</u> Tubería entre etapas <u>*</u>					Cond. Barométrico: Cuerpo <u> </u>	
ARREGLO PRELIMINAR: Requiendo <u>*</u> Altura barométrica disponible <u>56</u> pies					CODIGOS: HEI <u>X</u> ASME <u>X</u>	
NOTAS: <u>* Información a ser suministrada por el proveedor en su cotización, incluyendo la confirmación del No. de etapas requeridas. (1) Estas 285 lb/hr están incluidas en el flujo de incondensables.</u>					TEMA <u>X</u>	

Tabla 7.3 Hoja de Datos de Sistemas de Eyectores.

HOJA DE DATOS DE BOMBAS DE VACIO		FECHA: JUNIO, 2000	REV. 0		
Elaboró <u>XYZ</u> Revisó <u>YZX</u> Aprobó <u>ZXY</u>		Planta: <u>UNIDAD DE DESTILACION AL</u>			
<u>VACIO</u> Lugar: <u>BCA</u> Clave Equipo <u>K-01</u> Cantidad <u>UNO</u>					
Tipo <u>ANILLO LIQUIDO</u> Servicio <u>3ª. ETAPA DE UDV</u> Fabricante _____					
Capacidad Requerida <u>3793</u> Pie ³ /min (succión) @ <u>242</u> Torr Temperatura <u>100</u> °F					
CONDICIONES DE OPERACION					
Operación: Continúa <input checked="" type="checkbox"/> Intermitente _____ Presión a carga cero <u>100</u> Torr Presión de Succión de Diseño <u>242</u> Torr Temperatura Gas Succión <u>100</u> °F Presión de descarga <u>825</u> Torr.					
INCONDENSABLES:					
COMPONENTE	PESO MOLECULAR	FLUJO (Lb/hr)	SOLUBILIDAD EN LIQ. DE SELLO % W		
<u>HC LIGEROS + AIRE</u>	<u>35</u>	<u>5000</u>	—		
VAPORES CONDENSABLES:					
COMPONENTE	PESO MOLECULAR	FLUJO (Lb/hr)	CALOR LATENTE (Btu/lb)	PRESION VAPOR, Torr	
<u>VAPOR DE AGUA</u>	<u>18</u>	<u>622</u>	—	@ _____ °F	@ _____ °F
Presión Descarga Diseño <u>825</u> Torr Evacuación: No controlante <input checked="" type="checkbox"/> Controlante _____					
Volumen Sistema _____ pie ³ Tiempo Evacuación _____ min. Infiltración de aire _____ Lb/hr					
LIQUIDO DE SELLO: <u>AGUA</u>			MATERIALES DE CONSTRUCCION		
Presión Disponible <u>60</u> psig @ <u>85</u> °F			Servicio: Estándar Fabricante <input type="checkbox"/> Corrosivo <input type="checkbox"/>		
Temperatura. Máx. Descarga <u>115</u> °F			Carcasa <u>A-216</u> Impulsor <u>A-216</u> Flecha <u>SS-316L</u>		
Propiedades	@ _____ °F	@ _____ °F	Empaque <input type="checkbox"/> Sello Mecánico Tipo _____		
Densidad Lb/pie ³	<u>AGUA</u>	<u>AGUA</u>	ACCIONADOR Motor Eléctrico <input checked="" type="checkbox"/> Otro _____		
Viscosidad cP	↓	↓	BHP _____ HP _____ RPM _____		
Cp Btu/lb°F	↓	↓	Acoplamiento Directo <input type="checkbox"/> Bandas <input type="checkbox"/> Engrane <input checked="" type="checkbox"/>		
Presión Vapor, Torr	↓	↓	Velocidad variable <input type="checkbox"/> Guarda Si <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/>		
Calor Latente Btu/lb	↓	↓	Voltaje <u>480/4160</u> V Fases <u>3</u>		
Conductividad Térmica Btu/hrpie°F	↓	↓	Ciclos <u>60</u> Hz		
	↓	↓	Encapsulado motor: Prueba goteo <input type="checkbox"/> TCCV <input checked="" type="checkbox"/>		
	↓	↓	Prueba explosión <input type="checkbox"/> Clase <u>1</u> Div. <u>2</u> Grupo <u>D</u>		
Sistema Recuperación Líquido Sello: Un paso <input type="checkbox"/> Recirculación Parcial <input type="checkbox"/> Completa <input checked="" type="checkbox"/>					
ACCESORIOS REQUERIDOS					
Separador en la descarga: Si <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Enfriador del líquido sello Si <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Agua: Presión disponible <u>60</u> psig Clase TEMA R <input type="checkbox"/> B <input checked="" type="checkbox"/> C <input type="checkbox"/> Estampado ASME Si <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Temperatura Agua enfriamiento <u>85</u> °F Factor de Ensuciamiento <u>0.002</u> Btu ¹ /hrpie ² °F Bomba de Recirculación Si <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Base Motor y Bomba <input type="checkbox"/> Patín completo <input checked="" type="checkbox"/> Válv. rompedora vacío Si <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Tubería Interconexión Si <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Bridada <input checked="" type="checkbox"/> Roscada <input type="checkbox"/> Lavado del sello Si <input type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/> Aspersión de Liq. Sello en admisión del gas Si <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/>					
PRUEBAS: HEI <input checked="" type="checkbox"/> Curva Funcionamiento <input checked="" type="checkbox"/> PESOS Bomba <input checked="" type="checkbox"/> Kg Motor <input checked="" type="checkbox"/> Kg Patín <input checked="" type="checkbox"/> Kg					
NOTAS: "Información a ser proporcionada por el proveedor en su cotización. El proveedor debe proporcionar las fuerzas y momentos máximos permitidos en las boquillas del equipo."					

Tabla 7.4 Hoja de Datos de Bombas de Anillo Líquido

7.04 EVALUACION ECONOMICA DE SISTEMAS DE VACIO

Con el objeto de evaluar los aspectos económicos relacionados con los sistemas de vacío, es necesario considerar los conceptos de Inversión de Capital y de Costos de Operación.

A. COSTOS DE CAPITAL. En este rubro se incluirán los costos fijos de la inversión, correspondientes a los costos de adquisición o compra del equipo y a los de su instalación. La tabla 7.5 muestra de manera cualitativa los costos de los sistemas de eyectores, de las bombas de anillo líquido y los de la combinación de los equipos anteriores, lo que permite tener un concepto de primera instancia, de que sistema es más caro y cual más barato.

Sistema en material estándar (acero al carbón)	Sistema en Acero Inoxidable	Más barato	Presión de succión, torr
Eyector: Una etapa, CCD Eyector: Una etapa, CS Bomba anillo líquido, una etapa	Eyector: Una etapa, CCD Eyector: Una etapa, CS Bomba anillo líquido, una etapa	↓	150 - 600
Eyector: Dos etapas, CCD Bomba anillo líquido, dos etapas Eyector: Dos etapas, CS	Eyector: Dos etapas, CCD Eyector: Dos etapas, CS Bomba anillo líquido, Dos etapas		20 - 150
Eyector: Dos, tres y cuatro etapas Eyector - Bomba anillo líquido	Eyector: Dos, tres y cuatro etapas Eyector - Bomba anillo líquido		Más caro

CCD = Condensador de Contacto Directo. CS = Condensador de Superficie

Tabla 7.5 Comparación Cualitativa de los Costos de los Sistemas de Vacío

Los costos de adquisición o compra de los equipos pueden estimarse mediante las siguientes ecuaciones [49]:

Eyectores:

$$C_e = 1.1 f_1 f_2 f_3 X^{0.41} \quad 0.1 < X < 100 \quad (7.1)$$

C_e = Costo del equipo en miles de dólares (base = Ene, 1985)

X = W / P_s ; (lb AES/hr) / (presión de succión en torr)

Los factores f_1 , f_2 y f_3 consideran el tipo de condensadores asociados, el número de etapas involucradas y el material de construcción de los equipos, respectivamente. Estos factores se evalúan según la tabla 7.6 :

Tipo de Condensador	f_1	Número Etapas	f_2	Material de Construcción	f_3
No Condensante	1.0	1	1.0	Acero al Carbón	1.0
Un Condensador de Superficie	1.6	2	1.8	Acero Inoxidable	2.0
Un Condensador Barométrico	1.7	3	2.1	Hastelloy	3.0
Dos Condensadores de Superficie	2.3	4	2.6		
Dos Condensadores Barométricos	1.9	5	4.0		

Tabla 7.6 Factores f_1 , f_2 y f_3 para estimación de Costos de Sistemas de Eyectores, según la ecuación 7.1

Bombas de Anillo Líquido:

$$C_b = 8.15 X^{1.03} \quad 0.3 < X < 15 \quad (7.2)$$

C_b = costo del equipo de anillo líquido, miles de dólares (base: Ene, 1985)

Esta ecuación considera que el material es acero inoxidable. En el caso de acero al carbón o hierro fundido, un factor de 0.45 debe utilizarse, mientras que en el caso de un sistema con recuperación del líquido de sello un factor de 1.1 deberá utilizarse.

Estos estimados deben actualizarse utilizando los índices de costos de equipo de Marshall & Swift, que en el caso de junio de 2000, los resultados de la ecuación 7.1, por ejemplo, quedarían como sigue:

$$(C_e)_{jun2000} = (C_e)_{ene1985} \left[\frac{(1089)_{jun2000}}{(781)_{ene1985}} \right] \quad (7.2a)$$

El costo de los equipos instalados, entendiéndose la instalación como la mano de obra, las cimentaciones, las plataformas, los soportes, los gastos de construcción y todos aquellos costos directamente relacionados con la erección de dichos equipos [8], puede estimarse en base a los siguientes factores [49]:

$$\text{Eyectores:} \quad C_{te} = (C_e)_{jun2000} \times 1.7 \quad (7.3)$$

$$\text{Bombas de anillo Líquido:} \quad C_{tb} = (C_b)_{jun2000} \times 1.6 \quad (7.4)$$

Los criterios anteriores permitirán obtener estimados de costos de orden de magnitud ($\pm 30\%$) y se consideran suficientes para tomar decisiones respecto a que sistema de equipos resulta más económico en cuanto a inversión fija se refiere.

Existen propuestas adicionales que consideran el costo instalado como un módulo de proceso para una planta nueva (grass-roots), incluyendo, en adición a los costos de instalación anteriormente descritos, conceptos relacionados con materiales de tubería, de instrumentos, eléctricos, terreno, edificios, servicios, ingeniería, supervisión, costos indirectos, utilidad, contingencia y capital de trabajo, por lo que su aplicación dará resultados de una inversión total de capital. Las siguientes ecuaciones reflejan los conceptos anteriores, cuya precisión se estima de $\pm 30\%$ [1]:

Sistemas de Eyectores:

$$C_{te} = 15000 [N_e + 2(N_c)] f_1 f_2 \left(\frac{W_v}{1000} \right)^{0.35} \quad (7.5)$$

C_{te} = costo de inversión total de capital, dólares (base Jun. 1981)

N_e = número de etapas.

N_c = número de condensadores, (Inter y postcondensadores)

W_v = consumo de vapor motor, base: 100 psig, lb/hr

f_1, f_2 = factor de corrección por material de construcción y tipo de condensador, respectivamente, según tabla 7.5

En base a los conceptos considerados para una planta nueva (grass-roots) de proceso de fluidos [8], se estima que la ecuación 7.5 considera un factor de 5.69 veces el costo del equipo, por lo que este último puede estimarse según la ecuación siguiente:

$$C_e = 235 [N_e + 2N_c] f_1 f_2 (W_v)^{0.35} \quad (7.6)$$

En los casos de ampliaciones de plantas, el factor de capital puede evaluarse seleccionando los conceptos aplicables al caso en particular, según recomienda la literatura [8], lo cual se muestra en el caso de aplicación de la sección 7.05.

Sistemas de Eyectores:	Factor de Corrección
Tipo de Material de Construcción	f_1
Acero al Carbón/ Hierro Fundido	1.0
Acero Inoxidable	1.1
Hastelloy	1.5
Tipo de Condensador:	f_2
Condensador Contacto Directo	1.0
Condensador de Superficie	1.2

Tabla 7.7 Factores de Corrección f_1 y f_2 de ecuación 7.5 y 7.6

Bombas de Anillo Líquido:

$$C_{tb} = 28000 f_{b1} f_{b2} \left(\frac{HP}{10} \right)^{0.50} \quad (7.7)$$

C_{tb} = costo del equipo de anillo líquido más su instalación, dólares (jun. 1981).

HP = potencia del motor de la bomba, hp

f_{b1} = factores de corrección por tipo de sistema de líquido de sello (tabla 7.8)

f_{b2} = factor de corrección por tipo de material de construcción (tabla 7.8).

El costo del equipo puede estimarse en base a la siguiente ecuación:

$$C_e = 10370 f_{b1} f_{b2} \left(\frac{HP}{10} \right)^{0.50} \quad (7.7a)$$

Los costos obtenidos a partir de las ecuaciones 7.5 y 7.6 y 7.7 deben actualizarse mediante el índice CE Plant Cost Index correspondiente a bombas y compresores.

Bombas de Anillo Líquido:	Factor de corrección
Tipo de Sistema de Líquido de Sello:	fb_1
Recuperación Parcial de agua de sello	1.0
Recuperación total de agua de sello	1.1
Tipo de Material de Construcción	fb_2
Acero al Carbón/ Hierro Fundido	1.0
Acero Inoxidable	1.6

Tabla 7.8 Factores de corrección fb_1 y fb_2 de la ecuación 7.7

Las ecuaciones 7.5 y 7.7 consideran el hecho de que el material de construcción no tiene impacto en el costo de instalación, ya que este será prácticamente el mismo si un equipo está construido en hastelloy o en acero al carbón.

Debe tenerse siempre en cuenta que los estimados anteriores nos permitirán obtener solo aproximaciones a los costos reales, por lo que de ninguna manera substituyen a los costos ofrecidos por los proveedores o fabricantes en sus cotizaciones.

B. COSTOS DE OPERACIÓN. Los costos de operación que deben considerarse en la selección del sistema de vacío más apropiado a los requerimientos de un proceso, se encuentran directamente relacionados con los consumos de los siguientes servicios:

Eyectores:	Vapor de Agua y Agua de Enfriamiento
Bombas de Anillo Líquido:	Agua de Enfriamiento y de Líquido de Sello y Energía Eléctrica.

COSTO DE LOS SERVICIOS. Los costos de los servicios anteriores pueden considerarse según lo siguiente:

Servicio	Unidad	Costo (USD\$, base 1998)
Agua de Enfriamiento	M ³	0.028
Vapor de Agua	Ton	8.50
Electricidad	Kwh	0.057

Estos costos pueden actualizarse usando los índices de Nelson Farrar (Oil & Gas Journal) para operación de Refinerías (base = 1956), que en el caso de 1998 es 405 y en 2000 es 438.

C. CONSUMO DE SERVICIOS. Los requerimientos de los servicios antes mencionados pueden estimarse mediante las ecuaciones desarrolladas en los capítulos 4.0, 5.0 y 6.0, cuya información se resume en la tabla 7.9 siguiente:

Sistema de Vacío	Servicio Requerido	Sección de Referencia	Ecuación	Figura
Eyectores				
• Sistemas no Condensantes	Vapor de agua	4.11	4.36	4.9, 4.9a
• Sistemas Condensantes	Vapor de agua	4.11, 4.06, 4.05	4.36	4.9a, 4.10, 4.11
	Agua de Enfriamiento	4.11, 5.0	4.37, 4.38	4.11
• Eyectores de Arranque	Vapor de agua	4.08	4.25	Tabla 4.1
Bombas de Anillo Líquido				
	Agua de Líquido de Sello	6.07	6.1, 6.4	—
	Agua de Enfriamiento	6.07	6.14	—
	Demanda de Potencia	6.07	6.15, 6.16	6.4

Tabla 7.9 Ecuaciones para la estimación del consumo de servicios en sistemas de vacío

Los costos anuales de operación serán estimados en base a 8400 horas de operación por año (350 días de operación).

7.05 CASO DE APLICACION

A continuación se presenta un caso de aplicación para la selección, especificación y evaluación técnica del sistema de vacío más adecuado para una torre de destilación al vacío de crudo reducido, del que se muestra un esquema del diagrama de flujo de proceso

en la figura 7.01. La corriente del domo de la torre, que requiere ser manejada por el sistema de vacío, consiste de 12 000 lb/hr totales, compuesta de 5000 lb/hr de incondensables (aire e hidrocarburos ligeros), mas 7000 lb/hr de vapor de agua, siendo la presión de 25 torr y la temperatura de 130°F. El peso molecular promedio de los incondensables es de 35, los cuales consisten de hidrocarburos ligeros, producto de una inevitable y ligera desintegración térmica en el horno de crudo reducido, así como H₂S y aire de infiltración.

De la hoja de datos generada en la fase de la Ingeniería básica se conocen las dimensiones del domo, el cuerpo y la bota de la torre, por lo que se sabe que tiene un volumen de aproximadamente 28,800 pie³, también se conocen la cantidad y las dimensiones de las conexiones bridadas requeridas por el proceso y los instrumentos.

7.05.A Infiltraciones. El método para evaluar infiltraciones por fisuras en cordones de soldadura y en conexiones bridadas puede emplearse usando las ecuaciones 4.27 y 4.30, sin embargo, en este caso particular se empleará el método de HEI (Heat Exchange Institute), el cual produce estimados de infiltraciones mayores que el método anterior, y que puede expresarse mediante la siguiente ecuación[51]:

$$W_i = 0.1451P^{0.6617} \quad 21 \leq P < 89 \quad (7.8)$$

Tomando en cuenta que el (W_i)diseño debe duplicarse, tendremos que la infiltración a la torre de destilación es:

$$(W_{in})_1 = 0.145 (28800)^{0.6617} = 129.56 \times 2 = 260 \text{ lb/hr}$$

Las infiltraciones por la tubería que conecta a la torre con el sistema de vacío, se estiman de manera similar a la anterior, sin embargo habrá que estimar previamente el diámetro de dicha tubería, por lo que habrá que considerar lo siguiente:

La corriente a ser evacuada consiste de:

Componente	lb/hr	M	lbmol/hr	y
Incondensables	5000	35	142.86	0.269
Condensables: H ₂ O (v)	7000	18	388.88	0.731
Total	12000	22.57	531.74	1.000

Peso Molecular Mezcla: $M_{prom.} = 0.269(35) + 0.731(18) = 22.57 \text{ lb/lbmol}$

Densidad de la Mezcla:

$$\rho = \frac{PM}{10.73T} = \frac{(25/760)14.7 \times 22.57}{10.73(130 + 460)} = 0.001727 \text{ lb/pie}^3 \quad (7.9)$$

Flujo Volumétrico: $Q_{evac.}$:

$$Q_{evac.} = 12000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ pie}^3}{0.001727 \text{ lb}} \times \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} = 115808 \text{ pie}^3/\text{min} @ 25 \text{ Torr. Y } 130^\circ\text{F}$$

El diámetro de tubería puede estimarse considerando una velocidad recomendada de: 280 pie/seg (ver tabla 3.1 y fig. 3.2) y utilizando la ecuación (3.8):

$$D = 0.146 \sqrt{\frac{Q_{evac.}}{u}} = 0.146 \sqrt{\frac{115808}{280}} = 2.97 \text{ pie} \cong 36 \text{ pu lg.} \quad [\text{Ec. 3.8}]$$

La longitud de la tubería tendrá que estimarse a partir de un arreglo de equipo preliminar, que en este caso se considera de 20 metros de largo, por lo que su volumen es de:

$$V_{tub.} = \frac{\pi D^2}{4} \times 20 \times 3.28 = 464 \text{ pie}^3$$

Entonces las Infiltraciones en la tubería son:

$$(Win)_2 = 0.1451 (464)^{0.6617} \times 2 = 16.86 \text{ lb/hr}$$

Las infiltraciones en válvulas se estiman según lo siguiente (ver secc. 4.09)

Válvula	Cantidad	Servicio	Wc
Mariposa	36"	Bloqueo	1.0
Control	4"	Control del vacío	0.5
Seguridad	6 x 8"	Relevo	$\frac{6.0}{7.5}$ lb/hr

(Win)₃ =

La infiltración total estimada es:

$$(Wi)_T = (Win)_1 + (Win)_2 + (Win)_3 = 260 + 16.86 + 7.5 = 285 \text{ lb/hr AES @ } 70^\circ\text{F}$$

7.05.B Pérdida de Presión. La estimación de la caída de presión desde la torre hasta la succión del primer eyector nos permitirá encontrar la presión de succión P_s con la que se especificará el sistema de vacío.

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{fu^2 L}{2g_c D} \quad [\text{Ec. 3.9}]$$

$$Re = \frac{Du\rho}{\mu} \quad [\text{Ec. 3.6}]$$

Viscosidad de la Mezcla. Este dato normalmente se obtiene de la ingeniería básica, sin embargo en caso de que se requiera su estimación pueden utilizarse las siguientes ecuaciones: [3]

$$\mu_{mez} = \frac{\sum y_i \mu_i M_i^{1/2}}{\sum y_i M_i^{1/2}} \quad (7.10)$$

$$\mu_c = \frac{7.70 M^{1/2} P_c^{2/3}}{T_c^{1/6}} \quad (7.11)$$

$$\mu_r = \frac{\mu}{\mu_c} \quad (7.12)$$

En este caso se estimarán las viscosidades de los incondensables de $M=35$ y de los condensables (vapor de agua) de $M=18$ y se encontrará el valor de la viscosidad de la mezcla.

Viscosidad de Incondensables (μ_i): $M=35$, S.G. = $35/29=1.2$, con estos datos se estiman $P_c = 642$ psia = 43.67 Atm; $T_c = 547^\circ R = 303.6^\circ K$ [Engineering Data Book , Gas Processors Suppliers Association; 9th ed., 1979. (GPSA)]

$$\mu_i = \frac{7.70(35)^{1/2}(43.67)^{2/3}}{303.6^{1/6}} = 218 \mu P \times 10^{-4} \frac{cP}{\mu P} = 0.0218 cP$$

$$Pr = \frac{(25/760) \times 14.7}{642} = 7.5 \times 10^{-4} \quad Tr = \frac{130 + 460}{547} = 1.0786$$

Utilizando una gráfica de μ_r en función de Tr y Pr , encontramos:

$$\mu_r = \frac{\mu}{\mu_c} = 0.48 \quad \therefore \mu_i = 0.48 \times 0.0218 = 0.0105 cP$$

Viscosidad del vapor de agua (μ_v): De manera similar, en este caso se obtiene:

$$\mu_v = \frac{7.70(18)^{1/2}(3208/14.7)^{2/3}}{647.55^{1/6}} = 402.59 \mu P \times 10^{-4} \frac{cP}{\mu P} = 0.04026 cP$$

$$Tr = \frac{130 + 460}{1165.6} = 0.5062 \quad Pr = \frac{(25/760) \times 14.7}{3208} = 1.5 \times 10^{-4}$$

$$\mu_r = 0.24 \quad \therefore \mu_v = 0.24 \times 0.04026 = 0.0097 cP$$

Viscosidad de la Mezcla (μ_{mez}):

$$\mu_{mez} = \frac{0.269 \times 0.0105 \times 35^{1/2} + 0.731 \times 18^{1/2} \times 0.0097}{0.269(35)^{1/2} + 0.731(18)^{1/2}} = 0.01 cP$$

Longitud total equivalente:

concepto	diámetro	cantidad	L/D	Long. recta	Long. equiv. (pie)
Tubería	36"	1	1	66'	66'
Codo 90°, R. L.	36"	1	20	—	60'
Válvula mariposa	36"	1	40	—	120'
Total					246 pies

$$Re = \frac{(35.5/12) \times 281 \times 0.001727}{0.01 \times 6.72 \times 10^{-4}} = 213637, \quad \xi/D = 0.00005, \quad f = 0.016$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{f u^2 L}{2 g_c D} = \frac{0.016 (281)^2 \times 246'}{2 \times 32.2 \times (35.5/12)} = 1631.3 \frac{lb f - pie}{lb m}$$

Pérdida de presión en la tubería y accesorios:

$$\Delta P = 1631.3 \frac{lb f - pie}{lb m} \times 0.001727 \frac{lb}{pie^3} \times \frac{1 pie^2}{144 pu l g^2} \times \frac{51.7 Torr}{1 psia} = 1.0 Torr$$

Criterio considerado en la figura 3.1: $\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{1}{25} = 0.04 \leq 0.16$, por lo que se confirma

el diámetro de 36" y la presión de succión con la que se especificará la primera etapa del eyector será: $P_s = 25 - 1.0 = 24 Torr$.

Velocidad Sónica: Estimando la velocidad del sonido en el medio contenido en el tubo de 36", mediante la ecuación [3.12]:

$$u_s = \sqrt{\frac{kg_c RT}{M}} = \sqrt{\frac{1.35 \times 32.2 \times 1545 \times (130 + 460)}{22.57}} = 1325 pie/s$$

Verificando con ecuación [3.11]: $\frac{u}{u_s} = \frac{281}{1325} = 0.21 \leq 0.33$, lo cual confirma una buena

selección de la velocidad y un buen aprovechamiento del diámetro de la tubería.

7.05.C Capacidad requerida de Aire Equivalente.

Gases Incondensables: 5000lb/h, Factor corrección por temperatura(130°F): $F_T = 0.988$

[Fig. 4.7]. Factor de corrección por peso molecular (35): $F_M = 1.08$ [Fig. 4.8]:

$$W_i = 5000 \text{ lb/h} \times \frac{1}{0.988} \times \frac{1}{1.08} = 4686 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \text{ AES @ } 70^\circ\text{F}$$

(Dentro de esta cantidad existen 285 lb/h AES de infiltraciones)

Vapor condensable: 7000lb/h,

$$W_c = 7000 \text{ lb/h} \times \frac{1}{0.98} \times \frac{1}{0.81} = 8814 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \text{ AES @ } 70^\circ\text{F}$$

Carga total: $W_T = 13500 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \text{ AES @ } 70^\circ\text{F}$

Capacidad de Evacuación: Volumen total a evacuar, $V = 28800 + 464 = 29264 \text{ pie}^3$.

Usando la ecuación (4.24):

$$T_e = 0.003(P_{at} - P_s) \left(\frac{V}{W} \right) = 0.003(737 - 25) \left(\frac{29264}{13500} \right) = 4.63 \text{ min}$$

Este es un tiempo demasiado corto, por lo cual la evacuación no es un factor dominante.

Utilizando el criterio de la fracción de infiltraciones [50]:

$$\frac{W_{in}}{W_T} = \frac{285}{13500} = 0.021 \leq 0.1, \text{ lo cual confirma un buen diseño.}$$

7.05.D Requerimientos de Capacidad y Presión de succión del sistema de vacío.

$W_{dis.} = 13500 \text{ lb/h AES @ } 70^\circ\text{F}$

$P_s = 24 \text{ Torr}$

7.05.E Selección del Sistema de Vacío.

Se selecciona un sistema de eyectores de 3 etapas, condensante en base a lo siguiente:

De la sección 4.05 se observan las siguientes presiones de succión y descarga:

Eyector	Posición	Presión succión	Presión descarga
X	1 de 3	2.5-25	25-76

El sistema tiene que ser condensante en base a la discusión de 4.06:

Psucción < 75 Torr; W_T es considerablemente grande; La operación es continua; La tabla de selección 4.1 así lo confirma.

Se considerará un postcondensador a fin de evitar descargar a la atmósfera y disminuir el ruido.

Arreglo del Sistema. De acuerdo con la sección 4.04, el arreglo se propondrá según lo siguiente (ver Figura 7.01):

Equipo	X	Eyector, 1era. etapa.
Equipo	XY	1er. Intercondensador
Equipo	Y	Eyector, 2ª. etapa.
Equipo	YZ	2º. Intercondensador
Equipo	Z	Eyector, 3era. Etapa.
Equipo	ZA	Postcondensador

Los condensadores anteriores serán del tipo superficie para evitar contaminar el agua de enfriamiento con los hidrocarburos succionados. La figura 7.01 muestra un esquema de diagrama de flujo de proceso para este sistema de vacío condensante de 3 etapas. En la tabla 7.10 se han incluido los datos del balance de masa obtenidos del análisis de cada una de las corrientes.

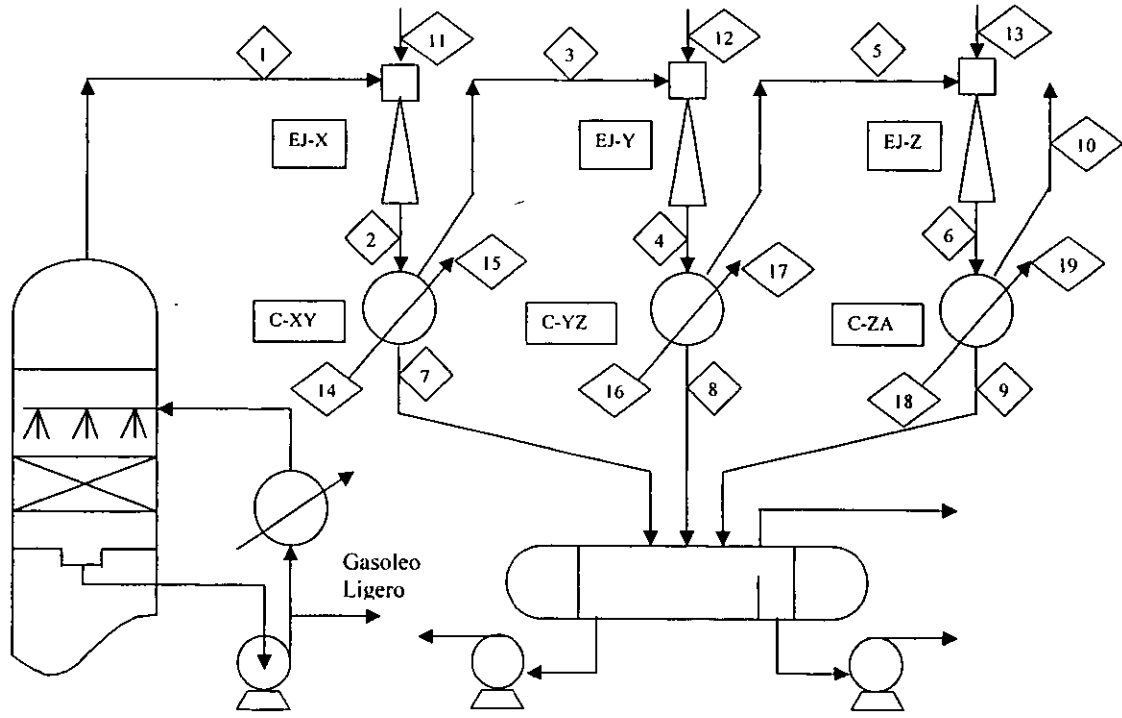


FIG. 7.01 DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO PARA UN SISTEMA DE VACIO CONDENSANTE DE 3 ETAPAS

Corriente	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Descripción	Succión 1ª. etapa	Descarga 1ª. etapa	Succión 2ª. etapa	Descarga 2ª. etapa	Succión 3ª. etapa	Descarga 3ª. etapa	Condensado 1ª. etapa	Condensado 2ª. etapa	Condensado 3ª. etapa	Incondensables a Quemador
W (lb/hr)	12000	25 425	7454	16 153	5 514	14 252	17 971	10 639	9 114	5 138
P. Molecular	22.57	19.90	26.70	21.18	32.17	21.70	18	18	18	35
Presión(Torr)	24	86	78	252	242	825	86	252	825	815
Temp.(°F)	130	138	95	161	95	203	95	95	95	95

Corriente	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Descripción	Vapor agua 1ª. etapa	Vapor agua 2ª. etapa	Vapor agua 3ª. etapa	Agua de Enfriamiento	Agua de Enfriamiento	Agua de Enfriamiento	Agua de Enfriamiento	Agua de Enfriamiento	Agua de Enfriamiento
W (lb/hr)	13 425	8 699	8 738	958 000	958 000	384 000	384 000	337 000	337 000
P. Molecular	18	18	18	18	18	18	18	18	18
Presión(PSIG)	240	240	240	60	50	60	50	60	50
Temp.(°F)	420	420	420	85	105	85	115	85	115

TABLA 7.10 DATOS DEL BALANCE DE MATERIA CORRESPONDIENTE A LA FIGURA 7.01

Debe notarse que con la información hasta este momento desarrollada, puede procederse a elaborar la hoja de datos de especificación que se incluyó en la tabla 7.3, con el objeto de obtener cotizaciones de los proveedores o fabricantes de estos equipos. Al recibir dichas cotizaciones deberán evaluarse para finalmente tomar una decisión acerca del proveedor seleccionado.

En ausencia de dichas cotizaciones, la evaluación del sistema de vacío se puede continuar siguiendo los siguientes lineamientos.

7.05.F Análisis de la Primera Etapa.

Corriente No. 1

Descripción	W(lb/hr)	P. Molecular	N (lbmol/hr)	y(F. Mol)	P(Torr)	Temp.(°F)	Vr(pie ³ /min)
Incondensable	5000	35	142.8600	0.2687			
Condensable	7000	18	388.8900	0.7313			
Total	12000	22.57	531.7500	1.0000	24	130	115608

La presión de descarga final en el postcondensador C-ZA es de 815 Torr, en tanto que la presión atmosférica es de 737 Torr (14.25 psia). La relación de compresión R de la primera etapa, en función de la compresión total es:

$$R = \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = \left(\frac{P_{10}}{P_1} \right)^{1/3} = \left(\frac{815}{24} \right)^{1/3} = 3.24, \quad P_2 = 24 \times 3.24 + \Delta P_{C-XY}$$

$\Delta P_{C-XY} = 8$ Torr (Ver sección 5.02, Pérdidas de Presión en condensadores de superficie).

$$P_2 = 78 + 8 = 86 \text{ Torr}, \quad \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 3.58, \quad \text{Por lo que } P_3 = 86 - 8 = 78 \text{ Torr}$$

Utilizando la carta de compresión de Evans; Fig. 4.10, con $P_1 = 24$ y $P_2 = 86$ Torr; encontramos la cantidad de vapor de agua de 150 psig por lb de aire seco equivalente, Rs, requerida para realizar tal compresión:

$$R_s = 1.15 \frac{\text{lbvapor}}{\text{lbaes}}$$

El vapor de agua disponible en la cercanía de la válvula de admisión al sistema de vacío es de 250 psig y 420°F, por lo que se considera que el vapor de agua puede suministrarse con una presión mínima de $250 - 10 = 240$ psig y que el factor de presión de la figura 4.9a es $F_p = 0.865$. Utilizando la ecuación [4.36], y el valor $W_a = 13500$ lbaes/h de la sección 7.05.C, encontramos la cantidad de vapor requerida en la primera etapa:

$$(W_s)_{11} = R_s W_a F_p = 1.15 \times 13500 \times 0.865 = 13425 \text{ lbvapor / hr}$$

En este caso no se incluye factor de sobrediseño alguno.

Corriente No. 2: Del eyector EJ-X salen 12000 lb/hr de mezcla de gases de succión mas 13 425 lb/hr de vapor de agua de la corriente 11, a una presión total de 86 Torr (1.66 psia) y a una temperatura de mezcla que se estima se encontrará entre la de saturación del condensable (vapor de agua) a la presión parcial correspondiente y la resultante de la compresión del incondensable. La presión de vapor del condensable correspondiente a la presión parcial del mismo es: $P^{\circ}_c = P_c = y_c P$; donde y_c , la fracción mol de condensable, es calculada mediante:

$$y_c = \frac{\frac{20425}{18}}{\left(\frac{20425}{18}\right) + \left(\frac{5000}{35}\right)} = 0.8881, \quad p_c = p^{\circ}_c = 0.8881 \times 86 = 76 \text{ Torr},$$

La Temperatura de saturación correspondiente a la presión anterior es $T_s = 115^{\circ}\text{F}$.

Por otro lado, la temperatura de compresión del incondensable, T_2 , desde 24 hasta 86 Torr y desde 130°F hasta T_2 , usando un valor de $k = 1.14$ que se estima con P . Molecular = 35

y una temperatura supuesta de 230°F (Engineering Data Book, GPSA), es estimada usando la ecuación [3.16]

$$(T_2)_{in} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} = (130 + 460) \left(\frac{86}{24} \right)^{\left(\frac{1.14-1}{1.14} \right)} = 690.1^\circ R = 230^\circ F,$$

El Cp del incondensable, (Cp)_{in} puede estimarse de:

$$k = 1.14 = \frac{C_p}{C_v}, \quad C_p - C_v = R = 1.987 \text{ Btu / lbmol}^\circ R, \quad C_p = 1.987 + \frac{C_p}{1.14}$$

$$(C_p)_{in} = 1.987 + 0.8772 C_p \Rightarrow C_p = \frac{1.987}{1 - 0.8772} = 16.18 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}^\circ R} \right) \left(\frac{\text{lbmol}}{35 \text{ lb}} \right) \left(\frac{1^\circ R}{1^\circ F} \right)$$

$$(C_p)_{in} = 0.46 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ F} \right)$$

El Cp del condensable (vapor de agua) a 115°F es : (Cp)_c = 0.45 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ F}$

Las cantidades de incondensables y condensables son las siguientes:

$$W_{in} = 5000 \text{ lb/hr} \quad W_c = 7000 + 13425 = 20425 \text{ lb/hr}$$

La Temperatura T₂ de la mezcla de gases y vapores saliendo del eyector EJ-X es estimada mediante la siguiente ecuación[14]:

$$T_2 = \frac{W_{in}(C_p)_{in}(T_2)_{in} + W_c(C_p)_c T_s}{W_{in}(C_p)_{in} + W_c(C_p)_c} = \frac{(5000 \times 0.46 \times 230) + (20425 \times 0.45 \times 115)}{(5000 \times 0.46) + (20425 \times 0.45)} = 138^\circ F \quad (7.13)$$

La corriente 2 tiene las siguientes características:

Descripción	W(lb/hr)	M(lb/lbmol)	N(lbmol/hr)	y (F. Mol)	P (Torr)	T (°F)	Cp
Incondensable	5000	35	142.86	0.1118	9.62		0.46
Condensable	20425	18	1134.72	0.8882	76.38		0.45
Total	25425	19.90	1272.58	1.0000	86.00	138	0.452

La temperatura T₂ de la mezcla puede confirmarse estimando el Cp*, la calidad X de la

Mezcla y usando la ecuación [4.14 o 4.15]:

El Cp^* de la mezcla puede estimarse según lo siguiente:

$$Cp^* = \frac{(0.46 \times 5000) + (0.45 \times 20425)}{5000 + 20425} = 0.452 \frac{Btu}{lb \cdot F} \times 19.90 \frac{lb}{lbmol} \times \frac{1^\circ F}{1^\circ R} = 9.00 \frac{Btu}{lbmol \cdot R}$$

En un diagrama de Mollier de agua puede considerarse la compresión desde $P_1=24$ Torr (0.46 psia) hasta $P_2 = 86$ Torr (1.66 psia) y estimarse la calidad del vapor de agua $X_1 = 0.945$ @ $P_1 = 24$ Torr, $T_1 = T_{sat.} = 77^\circ F$. Esta calidad se incrementará por absorción del calor de los gases succionados @ $130^\circ F$. La Temperatura que alcanzaría la mezcla en caso de que no hubiera incremento en la calidad del vapor de agua sería $(T_1)_m$

$$(T_1)_m = \frac{(5000 \times 0.46 \times 130) + (7000 \times 0.45 \times 130) + (13425 \times 0.45 \times 77)}{(5000 \times 0.46) + (20425 \times 0.45)} = 102.13^\circ F$$

La calidad final del vapor de agua será:

$$X_{1f} = X_1 + \frac{Cp \Delta T}{\lambda} = 0.945 + \frac{0.45(102 - 77)}{1050.5} = 0.9557$$

La mezcla antes de la compresión se encontrará a 24 Torr, $77^\circ F$ y $(X_1)_f = 0.9557$

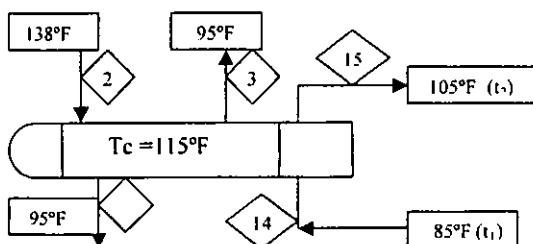
La temperatura T_2 de descarga de la primera etapa puede estimarse mediante la ecuación [4.15]:

$$T_2 = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^R e^{-(1-x_1)\lambda_1/T_1} \right]^{1/Cp^*}, \quad \lambda_1 = 1050.5 \times 18 = 18909 \text{ Btu/lbmol}$$

$$T_2 = (77 + 460) \left[\left(\frac{86}{24} \right)^{1.987} e^{-(1-0.9557)18909/(77+460)} \right]^{1/9.00} = 598.52^\circ R = 138.52^\circ F$$

Lo cual confirma que la temperatura de descarga es aproximadamente $138^\circ F$.

Intercondensador C-XY: Las corrientes asociadas y sus temperaturas son las siguientes:



Temperatura de condensación: $P_c = P_c^* = 0.8881 \times 86 = 76 \text{ Torr}$
 $T_c = T_s = 115^\circ \text{ F}$

Diferencia de temperaturas terminales (Ver sección 5.02)

$$\Delta T_{ia} = T_c - t_2 = 115 - 105 = 10^\circ \text{ F} \quad \Delta T_{ig} = T_3 - t_1 = 95 - 85 = 10^\circ \text{ F}$$

La carga de vapores de saturación que salen por la corriente 3 hacia la segunda etapa, $(W_c)_3$, se estima mediante la ecuación [5.8]:

$$P_c = (P_c^*)_{95^\circ \text{ F}} = 42 \text{ Torr}$$

$$(W_c)_3 = \frac{W_{in} M_c X_c P_c^*}{\text{Min}(P - P_c)} = \frac{5000 \times 18 \times 1.0 \times 42}{35(86 - 42)} = 2454 \text{ lb/hr}$$

Vapor agua condensado: $(W_c)_7 = (W_c)_2 - (W_c)_3 = 20425 - 2454 = 17971 \text{ lb/hr}$

Carga Térmica del Intercondensador C-XY:

Mezcla 138-115°F	$Q_{s1} = 25425 \times 0.452(138 - 115)$	264908	Btu/hr
Condensación 115-95°F (H_v) _{115°F} = 1111 Btu/lb, (H_L) _{95°F} = 63 Btu/lb	$Q_{\text{cond.}} = 17971(1111 - 63)$	18.833×10^6	Btu/hr
H ₂ O(v) 115-95°F	$Q_{s2} = 1449 \times 0.45(115 - 95)$	13041	Btu/hr
Incondensables 115-95°F	$Q_{s3} = 5000 \times 0.46(115 - 95)$	46000	Btu/hr

Qcondensación	18.833x10 ⁶	Btu/hr
Qsensible	0.324x10 ⁶	Btu/hr
Qtotal	19.157x10 ⁶	Btu/hr

Agua de Enfriamiento requerida [Ec. 5.1]:

$$W_{AE} = \frac{Q_T}{C_p \Delta T} = \frac{19.157 \times 10^6}{1.0 \times 20} = 0.958 \times 10^6 \text{ lb/hr}$$

$$(q_t)_{14} = \frac{19.157 \times 10^6}{500 \times 20} = 1916 \text{ gpm}$$

Estimación del área de transferencia requerida, utilizando la curva II de la figura 5.2, con un porcentaje medio logarítmico de incondensables de 26% y con una diferencia terminal de temperatura de $\Delta T_{ta} = 10^\circ\text{F}$.

$$A = 0.65 \frac{\text{pie}^2}{\left(\frac{\text{lb}}{\text{hr}}\right)_{\text{cond.}}^{\text{vapor}}} \times 17971 = 11682 \text{ pie}^2$$

La estimación anterior es rápida y puede requerir que sea incrementada en un 20%, sin embargo puede utilizarse para evaluar los datos que el proveedor proporcione en su cotización. Como alternativa puede utilizarse un método intermedio considerando una ΔT balanceada, una U_o en función de la concentración de incondensables y de resistencias de ensuciamiento $R_{f_o} = 0.002$ y $R_{f_o} = 0.001 \text{ Btu}^{-1}\text{hrpie}^2\text{°F}$, una $h_o = 1500$; así como proponer una velocidad recomendada por los tubos de al menos 4 pie/s, un diámetro de tubos, un arreglo en cuadro, utilizando la sección 5.02, la figura 5.3, las ecuaciones 5.10 - 5.15 y las referencias [26] y [40]. Métodos de mayor precisión para

el caso de Diseño o de "Rating" pueden encontrarse en programas tales como los de HTRI (Heat Transfer Research Institute); sin embargo, no debe perderse de vista que el diseño de tales condensadores será responsabilidad del proveedor del sistema de vacío.

Drenado del Condensado. El condensado de la corriente 7 proveniente del intercondensador C-XY comúnmente es drenado hacia un recipiente horizontal que colecta los condensados de otros intercondensadores y que puede encontrarse a una presión de unas 3 psig con el objeto de ventear los incondensables hacia un equipo donde puedan ser quemados. En caso de que se requiera una presión mayor, este recipiente puede equiparse con una bomba de vacío de anillo líquido funcionando como un compresor, con el objeto de proporcionar la presión requerida hacia el quemador correspondiente. Dicho recipiente se encuentra parcialmente inundado de condensado aceitoso, que se separa físicamente por medio de un vertedor dentro del recipiente. Las corrientes resultantes se transfieren separadamente como aceite decantado y como agua aceitosa hacia otras secciones de la planta, utilizando para ello bombas centrífugas y controles de nivel. Este esquema puede observarse en el Diagrama de Flujo de Proceso mostrado en la figura 7.01.

Por lo anterior, $17971 \text{ lb/hr} = 36 \text{ gpm}$ drenarán por gravedad hacia el recipiente horizontal a 3 psig y el condensador C-XY deberá instalarse a una altura mínima H, que se estima según lo siguiente:

Pierna Barométrica requerida	34'
Contrapresión = $3 \times 2.31 =$	7'
Diámetro y cimentación del recipiente	15'
Altura mínima de la plataforma	56' = 17.0 m

Por supuesto esta plataforma alojará a los tres condensadores propuestos.

7.05.G Análisis de la Segunda Etapa.

La corriente 3 que es succionada por el eyector EJ-Y tiene las siguientes características:

Componente.	W(lb/hr)	M	N	y	Cp	T(°F)	P(Torr)
Incondensable	5000	35	142.86	0.5117	0.46		39.91
Condensable	2454	18	136.33	0.4883	0.45		38.09
Total	7454	26.70	279.19	1.0000	0.458	95	78.00

Convirtiendo W_3 a aire seco equivalente a 70°F (Figs. 4.7 y 4.8):

$$(W_{in})_3 = 5000(1/0.99)(1/1.08) = 4676 \text{ lb/hr aes}$$

$$(W_c)_3 = 2454(1/0.99)(1/0.81) = 3060 \text{ lb/hr aes}$$

$$W_3 = 7736 \text{ (lb/hr)}_{\text{aes}} @ 70^\circ\text{F}$$

$$\text{Relacion de compresión: } (P_4/P_3) = 3.24, \quad P_4 = 78 \times 3.24 = 252 \text{ Torr}$$

$$\Delta P_{C-YZ} = 10 \text{ Torr}, \quad P_5 = 252 - 10 = 242 \text{ Torr}$$

Utilizando la carta de compresión de la figura 4.10; $P_3 = 78 \text{ Torr}$, $P_4 = 252 \text{ Torr}$

$R_s = 1.3 \text{ (lb vapor agua/lb aes)}$, vapor de agua de $250-10 = 240 \text{ psig}$, 420°F

$$F_p = 0.865 \quad (W_s)_{12} = R_s W_3 \times F_p = 1.3 \times 7736 \times 0.865 = 8699 \text{ lb H}_2\text{O}_{(v)}/\text{hr}$$

$$(W_c)_4 = (W_c)_3 + (W_s)_{12} = 2454 + 8699 = 11153 \text{ lb H}_2\text{O}_{(v)}/\text{hr}$$

La corriente 4 que entra al Intercondensador C-YZ tiene las siguientes características:

Componente	W(lb/hr)	M	N	y	Cp	T	P
Incondensable	5000	35	142.86	0.1874	0.46		
Condensable	11153	18	619.61	0.8126	0.45		
Total	16153	21.18	762.47	1.0000	0.454	161	252

$$P_4 = 252 \text{ Torr} = 4.87 \text{ psia}, \quad P_c = P_c^\circ = 0.8126 \times 252 = 204.76 \text{ Torr} = 3.96 \text{ psia}$$

$$T_s = 152^\circ\text{F}$$

La compresión de 5000 lb/hr de incondensables @ 95°F, 78 Torr hasta 252 Torr genera

una temperatura $(T_4)_{in}$:

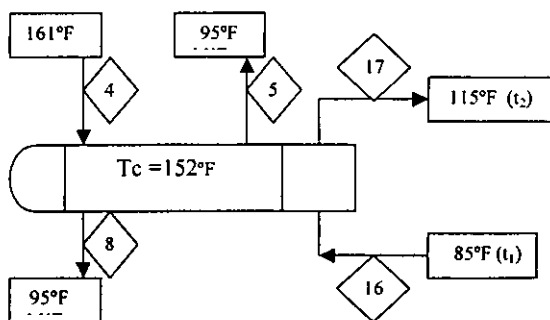
$$(T_4)_{in} = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (95 + 460) \left(\frac{252}{78} \right)^{\frac{1.14-1}{1.14}} = 641^\circ R = 181^\circ F$$

La temperatura T_4 de la mezcla saliendo del eyector EJ-Y se estima usando la ecuación 7.13 [14]:

$$T_4 = \frac{(5000 \times 0.46 \times 181) + (11153 \times 0.45 \times 152)}{(5000 \times 0.46) + (11153 \times 0.45)} = 161^\circ F,$$

Esta temperatura puede confirmarse usando el procedimiento anteriormente descrito en 7.05.F.

Intercondensador C-YZ: Las corrientes asociadas y sus temperaturas son las siguientes:



La condensación se lleva al cabo a $P = 252$ Torr y $P_c = P^*_c = 0.8126 \times 252 = 204.76$ Torr, cuya $T_c = T_s = 152^\circ F$,

La diferencia de temperaturas terminales son las siguientes:

$$\Delta T_{ta} = T_c - t_2 = 152 - 115 = 37^\circ F$$

$$\Delta T_{tg} = T_2 - t_1 = 95 - 85 = 10^\circ F$$

El vapor de agua de saturación que acompaña a los incondensables en la corriente 5 se estima mediante la ecuación 5.8:

$$P_c = (P_c)_{95} = 42 \text{ torr} \quad (Wc)_5 = \frac{5000 \times 18 \times 1.0 \times 42}{35(252 - 42)} = 514 \text{ lb/hr}$$

Vapor de agua condensado:

$$(Wc)_8 = (Wc)_4 - (Wc)_5 = 11153 - 514 = 10639 \text{ lb/hr}$$

Carga térmica del intercondensador C-YZ

Mezcla 161-152°F	$Q_{s1} = 16153 \times 0.454(161-152)$	66001	Btu/hr
Condensación 152-95°F (Hv) _{152°F} = 1126 Btu/lb, (H _L) _{95°F} = 63 Btu/lb	$Q_{\text{cond.}} = 10639(1126-63)$	11.31×10^6	Btu/hr
H ₂ O(v) 152-95°F	$Q_{s2} = 514 \times 0.45(152-95)$	13184	Btu/hr
Incondensables 152-95°F	$Q_{s3} = 5000 \times 0.46(152-95)$	131100	Btu/hr
Qcondensación		11.31×10^6	Btu/hr
Qsensible		0.21×10^6	Btu/hr
Qtotal		11.52×10^6	Btu/hr

Agua de enfriamiento requerida, E_c [5.1]:

$$W_{AE} = \frac{Q_r}{C_p \Delta T} = \frac{11.52 \times 10^6}{1.0 \times 30} = 384000 \text{ lb/hr}, \quad (q_L)_{16} = \frac{11.52 \times 10^6}{500 \times 30} = 768 \text{ gpm}$$

Area de transferencia requerida:

Cantidad de incondensables en el condensador C-YZ:

$$(y_{in})_4 = 0.19, \quad (y_{in})_5 = \frac{(5000/35)}{(5000/35) + (514/18)} = 0.83, \quad (y_{in})_{ML} = 0.43$$

Utilizando la curva I de la figura 5.2 y una $\Delta T_{1a} = 37$, encontramos

$$A = 0.32 \frac{\text{pie}^2}{\left(\frac{\text{lb}}{\text{hr}}\right)_{\text{vapor}} / \left(\frac{\text{lb}}{\text{hr}}\right)_{\text{cond.}}} \times 10639 = 3405 \text{ pie}^2$$

7.05.H Análisis de la Tercera Etapa.

La corriente 5 que entra al eyector E-J-Z tiene las siguientes características:

Componente	W(lb/hr)	M	N	y	Cp	T	P
Incondensable	5000	35	142.86	0.8334	0.46		
Condensable	514	18	28.56	0.1666	0.45		
Total	5514	32.17	171.42	1.0000	0.454	95	242

Convirtiendo W_5 a aire equivalente seco @ 70°F:

$$(W_{in})_5 = (5000/0.99)(1/1.08) = 4676 \text{ lb/hr aes}$$

$$(W_c)_5 = (514/0.99)(1/0.81) = 641 \text{ lb/hr aes}$$

$$W_5 = 5317 \text{ lb/hr aes @ 70°F:}$$

$$\text{Relación de compresión: } (P_6/P_5) = 3.41, \quad P_6 = 242 \times 3.41 = 825 \text{ Torr.}$$

$$\Delta P_{C-ZA} = 10 \text{ Torr.} \quad P_{10} = 825 - 10 = 815 \text{ Torr.}$$

Usando la carta de compresión de la fig. 4.10, con $P_5 = 242$ Torr y $P_6 = 825$ Torr:

$$R_s = 1.9 \text{ lb vapor H}_2\text{O/lb aes} \Rightarrow (W_s)_{13} = 1.9 \times 5317 \times 0.865 = 8738 \text{ lbH}_2\text{O}_{(v)}/\text{hr}$$

$$(W_c)_6 = (W_c)_5 + (W_c)_{13} = 514 + 8738 = 9252 \text{ lbH}_2\text{O}_{(v)}/\text{hr}$$

Cantidad total de vapor de agua de 250# requerida:

$$(W_s)_{\text{tot}} = (W_s)_{11} + (W_s)_{12} + (W_s)_{13} = 13425 + 8699 + 8738 = 30862 \text{ lb/hr}$$

$$(W_s)_{\text{tot}} = 30862 \text{ lb/hr (vapor de 250 \#)}$$

$$(W_s)_{\text{tot}} = 30862 (1/0.865) = 35678 \text{ lb/hr (vapor de 100\#)}$$

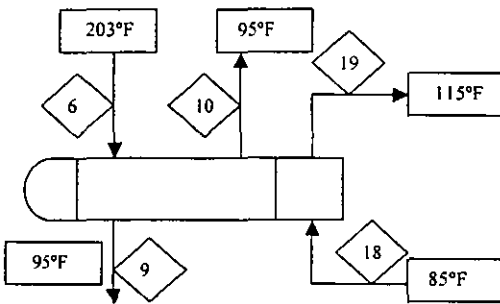
La corriente 6 que entra al Postcondensador C-ZA tiene las siguientes características:

Componente	W(lb/hr)	M	N	y	Cp	T	P
Incondensable	5000	35	142.86	0.2175	0.41		
Condensable	9252	18	514.00	0.7825	0.45		
Total	14252	21.70	656.86	1.0000	0.435	203	825

$$P_6 = 825 \text{ Torr}, \quad P_c = P_c^\circ = 0.7825 \times 825 = 646 \text{ Torr}, \quad T_s = 204^\circ \text{F}$$

En este caso particular, la compresión del incondensable, con $k = 1.16$, genera una temperatura de descarga de 197°F . El C_p del incondensable se estima de 0.41 y la temperatura de la mezcla es 203°F , lo que significa que el vapor de agua en la mezcla va casi saturado, con una calidad muy próxima al 100% .

Postcondensador C-ZA. Las corrientes asociadas y sus temperaturas son las siguientes:



Vapor de agua de saturación que sale en la corriente 10 [Ec. 5.8]:

$$P_c = (P_c^\circ)_{95^\circ \text{F}} = 42 \text{ Torr}, \quad (Wc)_{10} = \frac{5000 \times 18 \times 1.0 \times 42}{35(825 - 42)} = 138 \text{ lb/hr}$$

Vapor de agua condensado: $(Wc)_9 = (Wc)_6 - (Wc)_{10} = 9252 - 138 = 9114 \text{ lb/hr}$

Carga térmica del Postcondensador C-ZA:

Condensación 203 -95°F (H_v) _{203°F} = 1147 Btu/lb, (H_L) _{95°F} = 63 Btu/lb	$Q_{\text{cond.}} = 9114(1147 - 63)$	9.88×10^6	Btu/hr
H ₂ O(v) 203 - 95°F	$Q_{s_1} = 138 \times 0.45(203 - 95)$	6707	Btu/hr
Incondensables 203-95°F	$Q_{s_2} = 5000 \times 0.41(203 - 95)$	221400	Btu/hr
Qcondensación		9.88×10^6	Btu/hr
Qsensible		0.23×10^6	Btu/hr
Qtotal		10.11×10^6	Btu/hr

Agua de Enfriamiento requerida:

$$W_{AE} = \frac{10.11 \times 10^6}{1.0 \times 30} = 337000 \text{ lb/hr}, \quad (q_L)_{18} = \frac{10.11 \times 10^6}{30 \times 500} = 674 \text{ gpm}$$

Cantidad total de agua de enfriamiento requerida:

$$q_T = (q_L)_{14} + (q_L)_{16} + (q_L)_{18} = 1916 + 768 + 674 = 3358 \text{ gpm}$$

Area de transferencia estimada:

En este caso la $\Delta T_{ta} = 203 - 115 = 88$ es demasiado grande para los datos indicados en la figura 5.2. Entonces puede considerarse un valor de U global de 135 para el caso de condensadores manejando vapor de agua e hidrocarburos ligeros; C₃ y C₄ [NGSPA], así como una ΔT_{ML} estimada de la siguiente manera:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(203 - 115) - (95 - 85)}{\ln\left(\frac{203 - 115}{95 - 85}\right)} = 35.87$$

El área estimada es: $A = \frac{10.11 \times 10^6}{35.87 \times 135} = 2088 \text{ pie}^2$

Extrapolando los datos de la fig. 5.2, obtendríamos $A = 0.19 \times 9114 = 1732 \text{ pie}^2$.

El siguiente es un resumen de datos importantes que serán utilizados en un análisis posterior relacionado con los costos de esta alternativa base para el sistema de vacío discutido:

DATOS DE SUCCION Y DE CONSUMO DE VAPOR DE AGUA Y DE AGUA DE ENFRIAMIENTO DE UN SISTEMA DE VACIO CONDENSANTE DE 3 ETAPAS EN BASE A EYECTORES Y CONDENSADORES DE SUPERFICIE

Variable	Ws(lbaes/hr)	Ps(Torr)	Wv(lbv/hr)	Q _L (gpm)	X=(Ws/Ps)
Corriente (1ª. Etapa)	1 13500	1 24	11 13425	14 1916	1 562
Corriente (2ª. Etapa)	3 7736	3 78	12 8699	16 768	3 99
Corriente (3ª. Etapa)	5 5317	5 242	13 8738	18 674	1 22
Total			30862(250#) 35678(100#)	3358	

7.05.1 ALTERNATIVA AL SISTEMA DE VACIO ANTERIOR.

Esta alternativa consiste en substituir la tercera etapa condensante del sistema de vacío anterior por una bomba de vacío de anillo líquido succionando 5317 lbaes/hr @ 70°F, a una presión de succión de 242 torr, lo cual se muestra en el esquema de la figura 7.02. La corriente 5 contiene 5514 lb/hr de mezcla que equivalen a un volumen real en condiciones de succión de:

$$V_r = 5514 \text{ lb/hr} \left(\frac{1}{60} \right) \times \left[\frac{10.72 \times (95 + 460)}{32.17 \times 4.68} \right] = 3632 \text{ pie}^3 \text{ reales/min (pcrm)}$$

Sin embargo, con el objeto de utilizar la figura 7.03, la capacidad anterior debe corregirse por efecto de la temperatura real del agua de sello ($T = 85^\circ\text{F} \neq 60^\circ\text{F}$), por el incremento de esta temperatura del agua de sello durante la compresión en el interior de la bomba, ΔT_s , por efecto de la condensación del vapor de agua y por la presión de descarga ($P = 825 \neq 760$ Torr), a fin de obtener una capacidad equivalente (V_{60})e que refleje los datos de la

curva del proveedor.

Primero que nada debe considerarse un ajuste en la temperatura de salida de los gases y vapores del condensador C-YZ, corriente 5, la cual se considerará de 100°F en lugar de 95°F. Esto se debe a que el agua de enfriamiento disponible es de 85°F, la cual enfriará al agua de sello de recirculación (en un sistema con recuperación de agua de sello), que se estima salga del enfriador correspondiente a 90°F, cuya temperatura será incrementada en la bomba de anillo líquido hasta 98°F (es decir, una $\Delta T_s = 8^\circ\text{F}$, que es un valor típico).

Vapor de agua en la corriente 5 de entrada a la bomba de vacío:

$$(P_C)_{100^\circ\text{F}} = 49.1 \text{ Torr}, \quad W_V = \frac{5000 \times 18 \times 1.0 \times 49.1}{35(252 - 49.1)} = 622 \text{ lb/hr}$$

Componente	W(lb/hr)	M	N	y	Cp	T	P
Incondensable	5000	35	142.86	0.8052	0.46		
Condensable	622	18	34.56	0.1948	0.45		
Total	5622	31.69	177.42	1.0000	0.454	100	242

Potencia requerida; usando las ecuaciones (6.15), (6.16) y la figura 6.4

$$POT = \left(\frac{k}{k-1} \right) \frac{W_s R T_s}{M 550(3600)} \left[\left(\frac{P_6}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \times \frac{1}{\eta}$$

$$POT = \left(\frac{1.14}{1.14-1} \right) \frac{5622 \times 1545 \times 560}{31.69 \times 550 \times 3600} \left[\left(\frac{825}{242} \right)^{\frac{1.14-1}{1.14}} - 1 \right] \frac{1}{0.46} = 223 \text{ bhp}$$

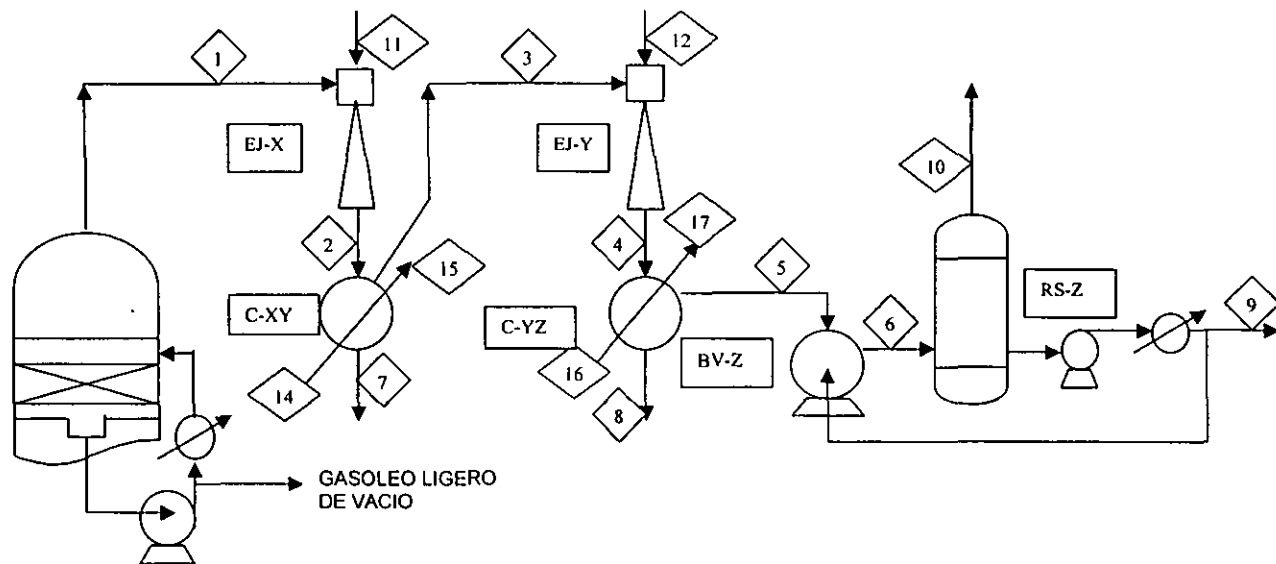


FIG. 7.02 ALTERNATIVA DE UN SISTEMA DE VACIO COMBINADO A BASE DE EYECTORES CONDENSANTES Y DE UNA BOMBA DE VACIO DE ANILLO LIQUIDO EN LA TERCERA ETAPA

La selección de una bomba de vacío para satisfacer este servicio requiere considerar información de proveedor tal como la mostrada en las curvas de operación y de demanda de potencia de la figura 7.03. Estos datos corresponden a información real del fabricante para una bomba de vacío de anillo líquido, de un modelo en particular XXX, operando a 400 RPM.

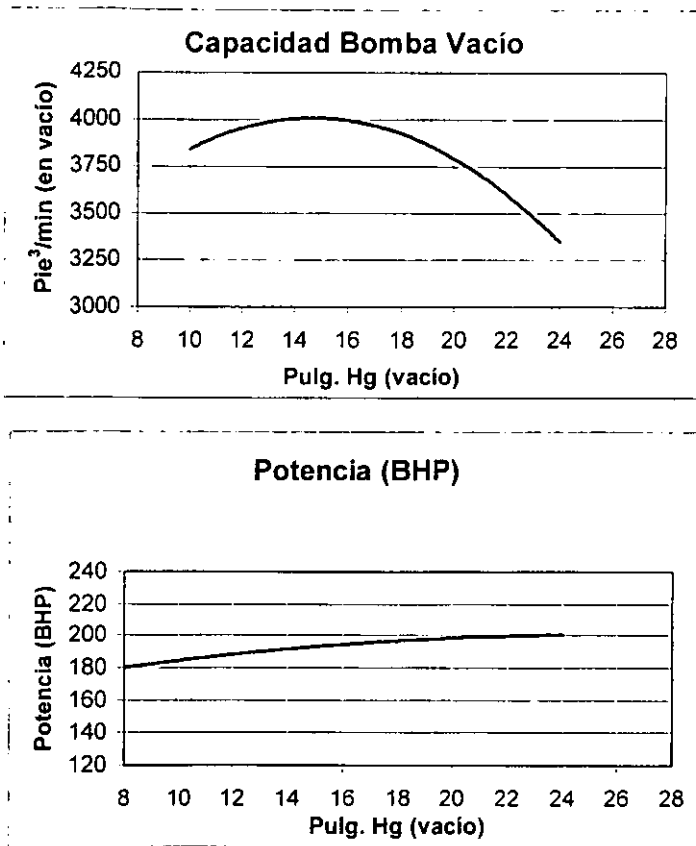


FIG. 7.03 CURVA DE OPERACIÓN DE UNA BOMBA DE VACÍO DE ANILLO LÍQUIDO, MODELO XXX

Cantidad de vapor de agua de saturación que sale de la bomba de vacío en la corriente 6, a una temperatura de 98°F:

$$(P^{\circ}_c)_{98^{\circ}\text{F}} = 46.23 \text{ Torr}, \quad (Wc)_6 = \frac{5000 \times 18 \times 1.0 \times 46.23}{35(825 - 46.23)} = 153 \text{ lb/hr}$$

Vapor de agua que se condensa: $Wc = 622 - 153 = 469 \text{ lb/hr}$

Capacidad real de succión:

$$V_r = 5622 \text{ lb} / \text{hr} \left(\frac{1}{60} \right) \left[\frac{10.72x(100+460)}{31.69x4.68} \right] = 3793 \text{ pcrn} \quad @ 100^\circ\text{F} , 242 \text{ Torr}$$

Agua de sello requerida (Ec. 6.1):

$$q_s = 0.010 V_r = 37.93 \text{ (pie}^3/\text{min)} \times 7.48 = 284 \text{ gpm}$$

Verificación del incremento de temperatura del agua de sello supuesto de 8°F , utilizando la ecuación (6.9) y $\lambda_{98^\circ\text{F}} = 1038 \text{ Btu/lb}$.

$$\Delta T_s = \frac{2545x(223) + 469x1038}{8.02x284x62.3x1.0} = 7.43^\circ\text{F} , \text{ lo cual confirma la temperatura supuesta.}$$

Capacidad corregida por Temperatura del agua de sello ($85^\circ\text{F} \neq 60^\circ\text{F}$) y por presión de descarga ($825 \neq 760 \text{ Torr}$):

Presión de succión equivalente (Ec. 6.21): $P_e = 242(760/825) = 223 \text{ Torr}$,

$$P_c = 0.1948x223 = 43.5 \text{ Torr}, \quad (P_c^\circ)_{97.5^\circ\text{F}} = 45.5 \text{ Torr}$$

Utilizando la ecuación (6.19):

$$(V_{60})_e = V_r \left[\frac{P_e - P_c}{P_e - (P_c^\circ)_{T_e}} \right] \left[\frac{P_e - 18}{P_e} \right] = 3793 \left[\frac{223 - 43.5}{223 - 45.5} \right] \left[\frac{223 - 18}{223} \right] = 3526 \text{ pcrn}$$

Agua de enfriamiento requerida ($85\text{-}95^\circ\text{F}$) para enfriar el agua de sello ($98\text{-}90^\circ\text{F}$) que se recircula a la bomba de vacío (ecuación 6.14):

$$q_{AE} = q_s \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_{AE}} \right) = 284 \left(\frac{7.5}{10} \right) = 213 \text{ gpm}$$

Agua de enfriamiento total requerida: $Q_T = 284 + 213 \approx 500 \text{ gpm}$

Por todo lo anterior, la bomba de vacío se debe seleccionar en el catálogo del fabricante para las siguientes condiciones:

Presión de succión: $P_e = 223 \text{ Torr} = 21.14 \text{ pulg Hg (vacío)}$

Capacidad de succión: $(V_{60})_e = 3526 \text{ pccm}$

En la figura 7.03 puede observarse que este modelo de bomba de vacío proporciona 3650 pccm (3.5% arriba del requerido), a una presión de succión de 21 pulg de Hg de vacío aproximadamente. También se observa que la demanda de potencia es de 200 bhp con agua de sello a 60°F y a 400 RPM. Esta se considera una selección adecuada para substituir la tercera etapa de eyectores de la alternativa original.

Finalmente se dispone de toda la información requerida para realizar una evaluación económica de las alternativas propuestas, la cual se presenta a continuación en la sección

7.05.J

7.05.J EVALUACION ECONOMICA DE ALTERNATIVAS

SISTEMA DE EYECTORES CONDENSANTE DE 3 ETAPAS	SISTEMA COMBINADO: EYECTORES DE DOS ETAPAS CONDENSANTES Y BOMBA DE VACIO
<p>COSTO DEL EQUIPO:</p> <p>A. Sistema de vacío a base de eyectores de 3 etapas con intercondensadores y postcondensador, todos en material de acero al carbón.</p> <p>Usando la ecuación 7.6:</p> $C_e = 235 [N_e + 2N_c] f_1 f_2 (W_v)^{0.35} =$ <p>$N_e = 3, N_c = 3, f_1 = 1.0$ (Ac. al Carbón), $f_2 = 1.2$ (C. S.), $W_v = 35678$ lb/hr (100#)</p> $C_e = 235 [3 + 2(3)] \times 1.0 \times 1.2 (35678)^{0.35} =$ <p>$C_e = 99\ 502$ USD (junio, 1981)</p> $C_e = 99502 \frac{(666)_{CE, jun200}}{(471)_{CE, jun1981}} = \140697 USD <p>$C_e = \\$ 140\ 697 \text{ USD}$</p>	<p>COSTO DEL EQUIPO:</p> <p>A. Sistema de vacío de 2 etapas (usando la ecuación 7.6):</p> $C_e = 235 [N_e + 2N_c] f_1 f_2 (W_v)^{0.35} =$ <p>$N_e = 2, N_c = 2, f_1 = 1.0$ (Ac. al Carbón), $f_2 = 1.2$ (C. S.), $W_v = 25576$ lb/hr (100#)</p> $C_e = 235 [2 + 2(2)] \times 1.0 \times 1.2 (25576)^{0.35} =$ <p>$C_e = 59\ 040$ USD (junio, 1981)</p> $C_e = 59040 \frac{(666)_{CE, jun200}}{(471)_{CE, jun1981}} = \83484 USD <p>B. Bomba de vacío de anillo líquido (una etapa, Ec. 7.7a)</p> $C_e = 10370 f_{b1} f_{b2} \left(\frac{HP}{10} \right)^{0.5} =$ <p>$f_{b1} = 1.1$ (recuperación del líq. de sello) $f_{b2} = 1.0$ (Acero al carbón) $HP = 250$ (Bhp demandado es 223)</p> <p>$C_e = \\$ 57\ 035$ USD (junio, 1981)</p> $C_e = 57035 \frac{(666)_{CE, jun2000}}{(471)_{CE, jun1981}} = \80650 USD <p>$C_T = \\$ 164\ 134 \text{ USD}$</p>

SISTEMA DE EYECTORES CONDENSANTE DE 3 ETAPAS		SISTEMA COMBINADO: EYECTORES DE DOS ETAPAS CONDENSANTES Y BOMBA DE VACIO	
COSTO DE INSTALACIÓN. Utilizando como guía el procedimiento de Peters [8], en este análisis se considerarán los siguientes conceptos, como porcentaje (%) del costo del equipo.		COSTO DE INSTALACIÓN. En eyectores el factor es el mismo que el de la alternativa base. En bombas de vacío se considerarán los siguientes conceptos.	
Costo del Equipo	100%	Costo del equipo	100%
C. Directo de Instalación	55	C. Directo de Instalación	40
C. Directo Instrumentación	15	C. Directo Instrumentación	15
C. Directo Tubería (instalado)	65	C. Directo Tubería (instalado)	56
C. Directo Edificio (Estructura)	35	C. Directo Inst. Eléctrica	12
Costo Directo	270	Costo Directo	226
Ingeniería y Supervisión	27	Ingeniería y Supervisión	22
Gastos de Construcción	33	Gastos de construcción	28
Costos Directos + Indirectos	330	Costos Directos + Indirectos	276
Utilidad (5% de 330)	17	Utilidad (5% de 276)	14
Contingencia	33	Contingencia	28
Factor Total de Inversión Fija	380	Factor Total de Inversión Fija	318
Factor de Costo Instalación	280	Factor de Costo Instalación	218
$(C_{INST.})_{TOTAL} = 140697 \times 2.80$		$(C_{INST.})_{eyectores} = 83484 \times 2.80 = \$ 233755$	
$(C_{INST.})_{TOTAL} = \$ 393\ 952\ USD$		$(C_{INST.})_{bomba} = 80650 \times 2.18 = \$ 175817$	
		$(C_{INST.})_{TOTAL} = \$ 409\ 572\ USD$	

COSTOS DE OPERACIÓN.

A. Costo de vapor de agua de 100 psig:

$$C_v = \left(\frac{\$8.50}{\text{Ton}} \right) \frac{(438)_{NF,2000}}{(405)_{NF,1998}} = \frac{\$9.20}{\text{Ton}} = \frac{\$4.18}{10^3 \text{ lb}}$$

Consumo vapor agua de 100#:

$$W_v = 35\,678 \text{ lb/hr}$$

Costo anual de consumo de vapor agua:

$$C_{av} = \left(\frac{35678 \text{ lb}}{\text{hr}} \right) \left(\frac{8400 \text{ hr}}{\text{año}} \right) \left(\frac{\$4.18}{1000 \text{ lb}} \right) =$$

$$C_{av} = \$ 1\,252\,726 \text{ USD}$$

B. Costo de agua de Enfriamiento:

$$C_{ae} = \left(\frac{\$0.028}{\text{m}^3} \right) \frac{(438)_{NF,2000}}{(405)_{NF,1998}} = \frac{\$0.031}{\text{m}^3}$$

$$= \frac{\$0.12}{10^3 \text{ gal}}$$

Consumo de agua de enfriamiento:

$$Q_L = 3358 \text{ gpm}$$

Costo anual de agua de enfriamiento:

$$C_{aa} = 3358 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \left(60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \right) 8400 \frac{\text{hr}}{\text{año}} \times$$

$$\left(\frac{\$0.12}{10^3 \text{ gal}} \right) =$$

$$C_{aa} = \$ 203\,092 \text{ USD}$$

COSTOS DE OPERACIÓN

A. Costo vapor de agua de 100 psig:

$$C_v = \left(\frac{\$8.50}{\text{Ton}} \right) \frac{(438)_{NF,2000}}{(405)_{NF,1998}} = \frac{\$9.20}{\text{Ton}} = \frac{\$4.18}{10^3 \text{ lb}}$$

Consumo vapor agua de 100#:

$$W_v = 25\,576 \text{ lb/hr}$$

Costo anual de consumo de vapor agua:

$$C_{av} = \left(\frac{25576 \text{ lb}}{\text{hr}} \right) \left(\frac{8400 \text{ hr}}{\text{año}} \right) \left(\frac{\$4.18}{1000 \text{ lb}} \right) =$$

$$C_{av} = \$ 898\,025 \text{ USD}$$

B. Costo de agua de Enfriamiento:

$$C_{ae} = \left(\frac{\$0.028}{\text{m}^3} \right) \frac{(438)_{NF,2000}}{(405)_{NF,1998}} = \frac{\$0.031}{\text{m}^3}$$

$$= \frac{\$0.12}{10^3 \text{ gal}}$$

Consumo de agua de enfriamiento:

$$Q_L = 2684 + 500 = 3184 \text{ gpm}$$

Costo anual de agua de enfriamiento:

$$C_{aa} = 3184 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \left(60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \right) 8400 \frac{\text{hr}}{\text{año}} \times$$

$$\left(\frac{\$0.12}{10^3 \text{ gal}} \right) =$$

$$C_{aa} = \$ 192\,568 \text{ USD}$$

<p>COSTO DE OPERACIÓN (Cont'n)</p> <p>C. Costo de Energía Eléctrica:</p> <p>NO SE REQUIERE</p>	<p>COSTO DE OPERACIÓN (Cont'n)</p> <p>C. Costo de Energía Eléctrica:</p> $C_{ee} = \left(\frac{\$0.057}{Kwh} \right) \frac{(438)_{NF,2000}}{(405)_{NF,1998}} = \frac{\$0.062}{Kwh} \text{ USD}$ <p>Costo anual del consumo de energía eléctrica:</p> $C_{aee} = 223bhp \frac{0.75Kw}{hp} \left(\frac{8400h}{año} \right) \left(\frac{\$0.062}{Kwh} \right)$ <p>C_{aee} = \$ 87 104/año USD</p>
--------------------------------------------------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

RESUMEN DE COSTOS

CONCEPTO	SIST. EYECTORES Y CONDENSADORES	SISTEMA COMBINADO
EYECTORES Y CONDENSADORES	140 697	83 484
BOMBA DE VACIO		80 650
INSTALACIÓN EYECTORES Y CONDENSADORES	393 952	233 755
INSTALACIÓN BOMBA VACIO		175 817
COSTO CAPITAL FIJO	534 649	573 706
COSTO VAPOR AGUA: \$/año	1 252 726	898 025
COSTO AGUA ENFRIAMIENTO: \$/año	203 092	192 568
COSTO ENERGIA ELECTRICA: \$/año		87 104
COSTO DE OPERACIÓN \$/año	1 455 818	1 177 697
DIFERENCIA COSTO CAPITAL	BASE	+ 39 057
DIF. COSTO OPERACIÓN (\$/año)		- 278 121
TIEMPO RECUPERACIÓN DE LA DIFERENCIA DE CAPITAL (MESES)		$\frac{39057}{278121} \times 12 = 1.7$

7.06 ANALISIS DE RESULTADOS.

Los resultados obtenidos anteriormente indican que debe seleccionarse el sistema combinado de vacío en lugar del sistema de eyectores condensantes. Lo anterior representa un ahorro de aproximadamente \$ 278 000 USD anuales, si se decide por la alternativa de un sistema combinado de 2 etapas de eyectores condensantes y una bomba de vacío de anillo líquido en la tercera etapa. El tiempo de recuperación de la inversión adicional al decidir por este sistema es realmente muy corto (menos de 2 meses) .

También se han obtenido datos estimados muy importantes relacionados con la inversión de capital, los costos de operación, de instalación y costos de equipo.

En el aspecto de procuración de equipos, se han obtenido especificaciones detalladas para obtener cotizaciones formales de proveedores.

Así mismo, se ha generado una importante fuente de datos de Ingeniería para evaluar técnicamente las cotizaciones que los proveedores proporcionen, y se han estimado los consumos de los servicios requeridos para la implementación de los sistemas de vacío propuestos en este caso de aplicación.

8.0 CONCLUSIONES.

Se espera que este trabajo haya sido desarrollado con el suficiente detalle, tal que pueda cumplir el propósito de servir de una primera guía a las personas interesadas en este tema, ya sea para abordar casos específicos de diseño de equipo de proceso; para realizar actividades de adquisición de equipos; o bien para la estimación de costos y evaluación económica de proyectos de inversión de plantas industriales, en las que se requieran de los sistemas de vacío considerados en este trabajo.

Se ha dado mesurada importancia al aspecto teórico con el objeto de presentar las bases en las que descansa el diseño de estos sistemas. Se considera que los textos relacionados con el tema y la información pública de fabricantes no contiene ni da la importancia requerida a este aspecto.

El aspecto práctico, hasta el detalle comercialmente ofrecido por proveedores y fabricantes, ha sido presentado con amplitud con el propósito de realizar una selección adecuada del sistema de vacío más apropiado a un proceso en particular, y de preparar especificaciones para la compra técnica y posterior evaluación de las propuestas técnicas y comerciales que de estos sistemas ofrezcan los proveedores.

El aspecto de evaluación económica también ha sido considerado con el objeto de llevar al cabo toma de decisiones acerca del sistema de vacío más conveniente para un proceso

de una planta en particular, ya sea que se encuentre en su fase de Planeación , de Ingeniería de Detalle o de Producción.

El aspecto bibliográfico ha sido desarrollado con amplitud a fin de que los interesados en el tema puedan recurrir a las fuentes originales para ampliar detalles particulares.

Los aspectos anteriores han sido combinados para ofrecer una propuesta de un caso de aplicación, el cual ha sido desarrollado con amplitud de detalles a fin de mostrar la aplicación de los conceptos de capítulos previos, cuyas conclusiones particulares han sido reflejadas en la sección 7.06 de análisis de resultados.

Finalmente, debe notarse que la información y los criterios incluidos no se restringen a un sistema de vacío específico, por lo que son de aplicación general a todo sistema operando en las regiones de vacío bajo (760 – 1.0 Torr).

9.0 ESPECIFICACION, SELECCION Y EVALUACION TECNICA DE EQUIPOS PARA LA PRODUCCION DE VACIO

BIBLIOGRAFIA

1. Ryans, J. L., Croll, S., Selecting Vacuum Systems, Chem. Eng., 88(25):72, December 14, 1981.
2. Kinney Vacuum Co., The Technology and Selection of Liquid Ring Pumps, Bulletin 4101-1, April 1976.
3. Perry R. H., Chilton C. H., Chemical Engineers Handbook, 5th. ed., Mc Graw Hill, New York, 1973.
4. Schweitzer, P. A., Handbook of Separation Techniques for Chemical Engineers, Mc Graw Hill, New York, 1973.
5. McCabe, W. L., Smith, J. C., Unit Operations of Chemical Engineering, 3d. ed., Mc Graw Hill, Tokyo, 1976.
6. Bennett, R. C., Recompression Evaporation, Chem. Eng. Prog. 74(7):67(1978).
7. Wilson, B. W., Crystallization, Chem. Eng., 72(25):119(1965).
8. Peters, M. S., Timmerhaus, K. D., Plant Design and Economics for Chemical Engineers, 3d. ed., Mc Graw Hill, Singapore, 1981.
9. Crane Co., Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe, 12th printing, 1972.
10. O' Hanlon, J. F., A User's Guide to Vacuum Technology, John Wiley, New York, 1980.
11. Streeter, V. L., Fluid Mechanics, 7th. ed., Mc Graw Hill, New York, 1979.
12. Smith, J. M., Van Ness, H. C., Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics, 3d. ed., Mc Graw Hill, Tokyo, 1975.
13. Dodge, B. F., Chemical Engineering Thermodynamics, Mc Graw Hill, Tokyo, 1944.
14. Heat Exchange Institute, Standards for Steam Jet Vacuum Systems 4th. Ed. Cleveland, 1988.
15. Hougen, O. A., Watson, K. M., Ragatz, R. A., Chemical Process Principles, Vol. 2, 2nd. ed., Wiley, New York 1959.
16. Croll Reynolds Co., Using Steam Ejectors in Vacuum Systems, Bulletin CR-751, 1975.
17. Ejectors and their Applications, J2-15M877B, Ametek Inc., Schutte and Koerting Division, Pennsylvania, 1977.
18. A Selection Guide for Jet Ejectors, Bulletin J-1, Ametek Inc., Schutte and Koerting Division, 10M877R, 1977.
19. Steam Jet Ejectors, Bulletin 5E-H, Ametek Inc., 1990.
20. Ludwig, E.E., Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, Vol. 1, 2nd. ed., Gulf Pub. Co., Houston 1980.
21. First Stage of Two Stage Ejector Performance Data, Page PE-13, Kinema Inc., 12-3-74.
22. Design and Application of Steam Jet Vacuum Ejectors, Bulletin E68A, Croll Reynolds Co., Inc., May 1968.
23. Steam Jet Ejectors for Vacuum Service, Bulletin 5M76-JF, Kinema Inc., 1976.
24. Newman, E. F., How to Specify Steam Jet Ejectors, Chem. Eng., 74(8):203(1967).

25. Blachtley, C. G., Selection of Air Ejectors, Chem. Eng. Progr., 57(11):144(1961).
26. Kern, D. Q., Process Heat Transfer, Mc Graw Hill, New York 1950.
27. Berkeley, F. D., Ejectors Give Any Suction Pressure, Chem. Eng., 64(4):255(1957).
28. Ejector Training Program, Kinema Inc., 1974.
29. Power, R. B., Steam-Jet Air Ejectors, Part 1: Specification, Hydrocarbon Proc. and Pet. Ref. 43(2) :121 (1964).
30. Aerstin, F., Street, G., Applied Chemical Process Design, Plenum Press, New York 1980.
31. Knight, G. B., Five Ways to Automatically Control Pressure for Ejector Vacuum Systems. Chem. Eng., 66(6):151(1959).
32. Monroe, E. S., Energy Conservation and Vacuum Pumps, Chem. Eng. Progr., 71(10): 69 (1975).
33. Power, R. B., Steam Jet Air Ejectors, Part 2: Evaluation, Hydrocarbon Proc. and Pet. Ref.43(3):138 (1964).
34. Barometric Condensers, Bulletin 5AA, Ametek Inc., Schutte and Koerting Division, 8M1184R, 1984.
35. Evans, F. L., Equipment Design Handbook for Refineries and Chemical Plants, Vol.1, Gulf Pub. Co., Houston 1980
36. Fair, J. R., Designing Direct-Contact Coolers and Condensers, Chem. Eng., 79(13):91(1972).
37. Heat Exchange Institute, Standards for Direct Contact Barometric and Low Level Condensers, 5th. ed., New York 1970.
38. Van Winkle, M., Distillation, Mc Graw Hill, New York 1967.
39. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 6th. ed., New York 1978.
40. Ludwig, E. E., Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, Vol. 3, Gulf Pub. Co., Houston 1965.
41. Clarke, L., Davidson, R., Manual for Process Engineering Calculations, 2nd. ed., Mc Graw Hill, New York 1975.
42. Sullivac Liquid ring Vacuum Pumps, Bulletin SV-830/281, Sullair Vacuum Systems Inc.
43. Aglitz J., Bhatnagar R., Bolt D., Butzbach T., Installing Liquid Ring Vacuum Pumps, Chem. Eng., November, 1995.
44. Bays J.N., Minimizing Wastes from Vacuum Pumping Systems, Chem. Eng., October, 1996.
45. Heat Exchange Institute. Performance Standard for Liquid Ring Vacuum Pumps, 1st ed., Cleveland 1987.
46. Aglitz J., Bhatnagar R., Butzbach T., Slivka G., Designing Hybrid Vacuum Systems, Chem. Eng., December 1996.
47. Dobrowolski Z.C., Mechanical Vacuum Pumps in the Process Industry, Chem. Eng. Prog., July 1984.
48. Nelson E. Ronald, Vacuum pump aids ejectors, Hydrocarbon Processing, Dec., 1982.
49. Waias, Stanley M., Chemical Process Equipment, Butterworths Pub., Stoneham, Massachussets., 1988
50. Fay T., Kraus J., Levy M., Improving Vacuum Systems, Chem. Eng., September, 2000.
51. Gómez J. V., Calculate Air Leakage Values for Vacuum Systems, Chem. Eng., June 1991.