

39
2ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
"CAMPUS ARAGÓN"

"ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO PARA LA
IMPLANTACIÓN DE UN SISTEMA DE VACÍO, A LAS
CAJAS DE AGUA EN CONDENSADORES DE
SUPERFICIE"

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A.
ALEJANDRO QUINTANA LÓPEZ
EFRAÍN DOMÍNGUEZ CASTRO

ASESOR ING. RAFAEL FIGUEROA BELLO

SAN JUAN DE ARAGÓN, EDO. DE MÉXICO 1999

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

[Handwritten signature]



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.

DEDICATORIAS

A MIS PADRES; REBECA LÓPEZ RAYA Y MIGUEL QUINTANA ANDRADE.

Porque en ellos, siempre he encontrado el amor y el apoyo que me han ayudado a realizar todo lo que yo he deseado

A MIS HERMANOS; MARÍA GUADALUPE, ERNESTO, ENRIQUE.

Quienes me dan toda su comprensión y cariño en los momentos difíciles.

A MI FAMILIA.

Por ayudar en mi formación como persona.

A MI ASESOR; ING. RAFAEL FIGUEROA BELLO.

Agradezco la atención y el apoyo incondicional durante la realización de este trabajo.

A LOS INGENIEROS; MANUEL HURTADO Y EDUARDO ESPINOZA.

Agradezco los comentarios y aportaciones hechas para la realización de este trabajo.

SINODO.

Agradezco todas sus observaciones y recomendaciones, así como su apoyo incondicional para la culminación de este trabajo.

A MIS AMIGOS.

Agradezco el apoyo mostrado, así como sus palabras de aliento en los momentos difíciles.

ALEJANDRO QUINTANA LÓPEZ

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.	1
OBJETIVOS.	3
I- GENERALIDADES.	4
I.1. Conceptos fundamentales.	4
I.2. Ciclos de potencia de vapor:	10
I.2.1. Ciclo Rankine.	10
I.2.2. Ciclo Rankine con sobrecalentamiento	12
I.2.3. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.	15
I.2.4. Ciclo Rankine con precalentamiento regenerativo del agua de alimentación.	17
I.2.5. Ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración.	19
I.2.6. Ciclo mediante el cuál funciona la Central Termoeléctrica Rosarito II.	20
I.3. Descripción de la central y equipos:	22
I.3.1. Generadores de vapor.	23
I.3.2. Turbogeneradores.	24
I.3.3. Sistema de condensado.	24
I.3.4. Sistema de agua de alimentación.	25
I.3.5. Sistema de agua de circulación.	25
I.3.6. Sistema de combustible.	26
II- EL CONDENSADOR.	27
II.1. Definición.	27
II.2. Tipos de Condensación:	27
II.2.1. Condensación en forma de gota.	27
II.2.2. Condensación en forma de película.	27
II.3. El condensador de superficie:	28
II.3.1. Partes principales del condensador de superficie.	30
II.3.2. Superficie y balance de calor en los condensadores. (Ecuaciones fundamentales)	36
II.3.3. Condiciones principales para una buena operación de los Condensadores.	37
II.3.4. Consideraciones para el dimensionado.	39

III.- EL SISTEMA DE VACÍO.	43
III.1. Fines del sistema de vacío.	43
III.1.1. Extracción de incondensables.	43
III.1.2. Reducción de costos de operación.	43
III.2. Principales componentes del sistema de vacío y su funcionamiento:	44
III.2.1. Las válvulas de cebado NASH.	44
III.2.2. Tanque de control de vacío.	47
III.2.3. Bombas de vacío NASH.	48
III.2.4. Funcionamiento del sistema de vacío.	50
III.3. Cálculo del sistema de vacío para la Central Termoeléctrica: Rosarito II.	51
III.3.1. Introducción al cálculo.	51
III.3.2. Objetivo.	51
III.3.3. Consideraciones y datos.	51
III.3.3.1. Temperaturas y presiones de cálculo.	51
III.3.3.2. Cantidad de aire retirado de las cajas de agua del condensador.	52
III.3.3.3. Selección de la válvula de cebado.	53
III.3.3.4. Determinación de la caída de presión en la línea del sistema.	53
III.3.3.5. Presión a la entrada del tanque de control de vacío.	54
III.3.3.6. Dimensionamiento del tanque de control de vacío.	54
III.3.3.7. Determinación de la capacidad y presión de succión de la bomba de vacío.	54
III.3.3.8. Selección de la bomba de vacío.	55
III.3.3.9. Determinación del tiempo de cebado del sistema.	55
III.3.3.10. Análisis del cálculo.	56
III.4. Desarrollo del cálculo del sistema de vacío.	56
III.4.1. Determinación del aire liberado en las cajas de agua del condensador, Condiciones en verano.	56
III.4.2. Determinación del aire liberado en las cajas de agua del condensador, Condiciones en invierno.	59
III.4.3. Selección de la válvula de cebado.	64
III.4.4. Determinación de la caída de presión en la línea del sistema.	66
III.4.5. Presión a la entrada del tanque de control de vacío.	70
III.4.6. Dimensionamiento del tanque de control de vacío.	72
III.4.7. Determinación de la capacidad y presión de succión de la bomba De vacío.	74
III.4.8. Selección de la bomba de vacío.	74
III.4.9. Determinación del tiempo de cebado del sistema.	77
III.4.10. Tabla de resultados.	79

III.5. Selección final del equipo:	80
III.6. Análisis técnico-económico del sistema de vacío.	81
III.6.1. Costos operativos por pérdida de presión de vacío en el Condensador.	82
III 6.1.1. Eficiencia y Consumo Térmico Unitario de la Central Termoelectrica Rosarito II	82
III.6.2. Costo de implantación del sistema de vacío:	84
III.6.2.1. Costo de adquisición del sistema de vacío	84
III 6.2.2. Costo por mantenimiento del equipo	84
III.6.2.3. Costo por consumo de energía y agua desmineralizada	85
III.6.3. Valor presente neto:	87
III.6.4. Razón Beneficio-Costo:	88
III.6.5. Periodo de recuperación de la inversión:	89
IV.- ANÁLISIS DE RESULTADOS.	90
V.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	91
BIBLIOGRAFIA.	
APENDICE.	

INTRODUCCIÓN

Actualmente la economía industrial descansa esencialmente en la utilización masiva de la energía mecánica y eléctrica. La energía en particular esta presente en diferentes formas, siendo una de las más importantes la energía eléctrica, ésta se puede obtener a partir de los distintos medios de transformación de la energía conocidos como clásicos, como son: la utilización de la energía cinética del agua, la energía potencial del agua, la energía calorífica de los combustibles, o bien a partir de la energía de fusión y fisión nuclear.

En México la producción de electricidad de origen térmico es muy importante, ya que, representa un poco más del 50% de la producción total del país. El principio de funcionamiento de una central térmica, consiste en la conversión del calor en energía eléctrica, la conversión máxima se obtiene en la turbina, manteniendo una temperatura baja en la descarga. Si la turbina descargara a la atmósfera, la menor temperatura de vapor obtenible sería de 212 °F, pero, si el vapor se descarga a un condensador al vacío, es posible operar a temperaturas de descarga de 75 °F y menores, y convertir la diferencia de entalpías de 212 a 75 °F en trabajo útil Otra ventaja de usar el condensador del tipo de superficie, es que el vapor condensado puede ser recuperado, suministrando una fuente pura de abastecimiento de agua de alimentación a la caldera.

El aire disuelto en el agua de las calderas y el liberado en el propio condensador, tiende a acumularse alrededor de la superficie de los tubos del condensador, originando una resistencia a la transferencia de calor e incrementando la presión dentro del condensador, lo que trae como consecuencia una baja en la eficiencia del ciclo de generación. Para mantener el vacío del condensador, debe extraerse el aire y los gases no condensables acumulados en el condensador, esto se hace por medio de bombas de aire que mantienen en la succión de la bomba un vacío ligeramente mayor que el del condensador, haciendo que la mezcla de vapor y el aire fluya hacia la toma

de aire en el condensador y hacia la bomba. Los dos tipos básicos de bombas utilizadas para este servicio, son las unidades de desplazamiento positivo y los eyectores.

Así como en el lado del vapor, también se desprende aire del agua de enfriamiento principal del condensador, este aire se acumula en la parte superior de las cajas de agua, llenando los tubos y restringiendo el flujo de agua refrigerante, reflejándose en una baja en la eficiencia de condensación.

Por lo mencionado anteriormente, considero conveniente presentar este trabajo de Tesis, y con ello mejorar la eficiencia y reducir los costos, en los ciclos termodinámicos de generación.

El presente trabajo se desarrolla en 5 capítulos.

En el capítulo I donde se tienen los conceptos fundamentales relacionados con el desarrollo de este trabajo, se hace una breve descripción de los principales ciclos en que se fundamenta el funcionamiento de una central termoeléctrica. Se hace una breve descripción de la Central Termoeléctrica Presidente Juárez (Rosarito II) ubicada en Rosarito Baja California Norte, la cual tomaremos de referencia, para la realización del cálculo de un sistema de vacío completo requerido para dicha central, y así dar un ejemplo práctico sobre la elaboración del cálculo y selección del equipo propuesto en este trabajo.

NOTA.

El elegir la Central Termoeléctrica Presidente Juárez, como ejemplo de cálculo, no significa que el sistema de vacío propuesto en este trabajo sólo sea aplicable a condensadores de superficie de un paso en centrales termoeléctricas, ya que este sistema de vacío es aplicable a todo tipo de condensadores de superficie de un paso que trabajen al vacío.

En el capítulo II donde se define lo que es un condensador y tipos de condensación existentes. Se da una breve descripción del condensador de superficie así como de sus partes principales. Por último tenemos la ecuación fundamental de balance de calor y las consideraciones que hay que tomar en cuenta para el diseño y dimensionado de los condensadores.

En el capítulo III se mencionan los fines de la implantación del sistema de vacío, los principales componentes y el funcionamiento del sistema de vacío. Se hace una breve introducción al cálculo del sistema de vacío, mencionando el objeto de éste y haciendo una descripción secuencial sobre el seguimiento que llevará el cálculo. Posteriormente se realiza el cálculo y selección del equipo de vacío. Finalmente se lleva a cabo un análisis técnico-económico del sistema calculado.

En el capítulo IV se lleva a cabo un análisis de los resultados obtenidos en la realización de este trabajo, haciendo comparaciones sobre los costos de implantación del sistema de vacío y los costos de generación sin dicho sistema, resaltando así las ventajas de este proyecto.

En el capítulo V donde se presentan las conclusiones y recomendaciones hechas sobre la elaboración de este trabajo.

Objetivos:

El presente trabajo tiene por objeto proponer un método, para mantener la eficiencia de condensación en condensadores de superficie, así como reducción de los costos de generación en centrales termoeléctricas, esto se pretende lograr con la implantación de un sistema de vacío, para extraer el aire y los incondensables que se acumulan en los tubos de la parte superior de las cajas de agua en dichos condensadores.

I GENERALIDADES

I.1. Conceptos fundamentales:

Termodinámica:

Es una rama de la física que estudia las transformaciones de la energía, así como las propiedades físicas de las sustancias involucradas.

Sistema:

Un sistema se define como una porción definida o limitada de materia o un espacio determinado y de magnitud fija.

Sistema termodinámico:

Es una porción de espacio o cantidad de materia que se selecciona para propósitos de análisis y en donde todo lo ajeno al sistema se conocen como alrededores.

Sistema abierto o volumen de control:

Es aquel en el cual se permite el flujo de materia a través de los límites que se han seleccionado

Sistema cerrado o masa de control:

En este sistema no existe intercambio de materia con los medios circundantes, es decir, la masa no atraviesa sus límites.

Frontera o límites del sistema:

Se llama así al límite real entre el sistema y los alrededores.

Alrededores o medio ambiente:

Es toda la región que rodea al sistema.

Propiedad termodinámica:

Es una característica propia de todo el sistema y depende únicamente de su estado final.

Propiedades extensivas:

Son las que dependen de la magnitud o tamaño del sistema, es decir, de su masa y su volumen.

Propiedades Intensivas:

Son independientes de la extensión del sistema, por ejemplo: la temperatura, la presión, la densidad.

Estado:

El estado de una sustancia describe por completo la forma en que existe dicho material.

Fases de una sustancia:

Ciertas condiciones físicas de una sustancia se denominan fases de la misma. El agua, por ejemplo, puede presentar las fases: sólida, líquida y gaseosa, y cualquier sustancia pura puede existir en cualquier combinación de estas fases.

Fusión:

Se produce cuando un sólido se convierte en líquido.

Solidificación:

Se produce cuando una sustancia pasa del estado líquido al sólido.

Vaporización:

Se lleva a cabo cuando una sustancia líquida se convierte en gas o vapor.

Condensación:

Ocurre cuando un gas o vapor se convierten en líquido.

Sublimación:

Se produce cuando un sólido se convierte directamente en gas.

Proceso termodinámico:

Es el cambio de estado de un sistema.

Ciclo termodinámico:

Es el conjunto de dos o más procesos para los que los estados inicial y final son exactamente los mismos.

Volumen específico (V_e):

Es el volumen de una sustancia dividido entre su masa.

Densidad (ρ):

Es la masa de una sustancia dividida entre su volumen.

Presión (P):

La presión se define como la magnitud de una fuerza normal por unidad de área.

$$P = F / A$$

Presión atmosférica o barométrica (P_{atm}):

La presión atmosférica es la que ejerce la atmósfera o la columna de aire sobre la superficie de la tierra.

Presión absoluta (P_{abs}):

Es la presión verdadera o total en una posición cualquiera en un sistema y se expresa

como: $P_{abs} = P_{man} + P_{atm}$

Presión manométrica (P_{man}):

Se define como: la diferencia entre la presión absoluta y la que la atmósfera ejerce en un lugar determinado.

$$P_{man} = P_{abs} - P_{atm}$$

Presión de vacío (P_v):

Técnicamente se denomina vacío al lugar donde la presión que se mide es menor que la presión atmosférica normal

$$P_v = P_{atm} - P_{abs}$$

Temperatura:

Puede decirse que la temperatura de un cuerpo es su estado térmico considerado con referencia a su poder de transmitir calor a otros cuerpos. Es decir que, “ si dos cuerpos están en equilibrio térmico con un tercero, los tres cuerpos estarán en equilibrio térmico entre si ”. Dicha ley postula la existencia de la temperatura. que con frecuencia recibe el nombre de ley cero de la Termodinámica.

Temperatura de Saturación Adiabática:

Cuando un gas se halla en contacto con un líquido durante un periodo suficiente como para que se establezca el equilibrio, el gas se satura con vapor y tanto el gas como el líquido alcanzan la misma temperatura

Calor:

En términos simples es una forma de energía, que atraviesa las fronteras de un sistema debido a una diferencia de temperaturas entre dicho sistema y sus alrededores.

Calor Sensible:

Es la energía en forma de calor que se transmite de un sistema a otro y que al transmitirse puede percibirse el cambio de temperatura.

Calor Latente:

Es la energía en forma de calor que puede hacer cambiar el estado de una sustancia de sólida a líquida, de líquido a gas o viceversa, sin que la temperatura de esa sustancia sea afectada.

Calor Específico:

El calor específico representa la energía requerida para elevar la temperatura de una masa de aire un grado

Carga de calor:

Es la cantidad de calor disipado en el condensador en BTU/hr

Entalpía:

Es la cantidad de calor contenida en el aire, contada a partir de los 0 °C.

Carga de vapor:

Generalmente se expresa en lb/hr de vapor, las cuales se suponen que tienen un calor residual que cede al agua de enfriamiento

Vacío del condensador:

Es la diferencia entre la presión atmosférica y la presión medida a la entrada del vapor y se expresa en pulgadas de mercurio a temperatura de 32 °F.

Presión absoluta en el condensador:

Es la diferencia entre la presión atmosférica y el vacío del condensador y se expresa en pulgadas de mercurio absolutas

Carga térmica:

Es la diferencia entre la temperatura de agua de circulación y la temperatura correspondiente a la presión absoluta a la entrada del vapor al condensador

Depresión del condensado:

Es la diferencia entre la temperatura del condensado en el pozo caliente y la temperatura correspondiente a la presión absoluta del vapor a la entrada del condensador. Es el número real de grados a que el condensado se subenfria, y debe mantenerse dentro de límites muy cercanos, puesto que el subenfriamiento reduce la presión de saturación y por lo tanto, la presión de succión a la entrada de la bomba de condensado, reduciendo su capacidad.

I.2. Ciclos de potencia de vapor: ⁽¹⁾

El objeto de las centrales térmicas es aprovechar la energía calorífica de un combustible para transformarla en electricidad. Es decir, utilizan la energía mecánica obtenida de un ciclo termodinámico para convertirla en electricidad.

El proceso que sigue dicha transformación es el siguiente:

- a) La energía contenida en el combustible se transforma, por combustión (en centrales térmicas convencionales) o por fisión (en las nucleares), en energía calorífica.
- b) La energía calorífica que absorbe el fluido de trabajo se convierte al expansionarse en la turbina o motor en energía mecánica.
- c) La energía mecánica es transformada en energía eléctrica a través del generador eléctrico.

I.2.1. Ciclo Rankine: ⁽¹⁾

Es el ciclo termodinámico que se emplea en las centrales térmicas de vapor y se muestra en la figura I.2.1.1. Está constituido por un calentamiento a presión constante A-C durante el cual cede energía en forma de calor, Q_1 , al fluido de trabajo; una expansión isoentrópica C-D; un enfriamiento isobárico durante el cual el vapor de agua se condensa D-E, absorbiéndose una energía en forma de calor, Q_2 , del fluido motor y una compresión isoentrópica E-A.

Como fluido termodinámico las centrales de vapor utilizan el vapor de agua. En la figura I.2.1.2. se muestra el esquema simplificado de una central térmica de vapor que trabaja según el Ciclo Rankine.

El rendimiento del Ciclo Rankine viene dado por:

$$\eta = 1 - \frac{hD - hE}{hC - hA} \quad (\text{Ecuación I.2.1.})$$

De la ecuación anterior se deduce que cuanto mayor sea la entalpía absorbida por el condensador ($hD - hE$), menor será el rendimiento térmico del ciclo.

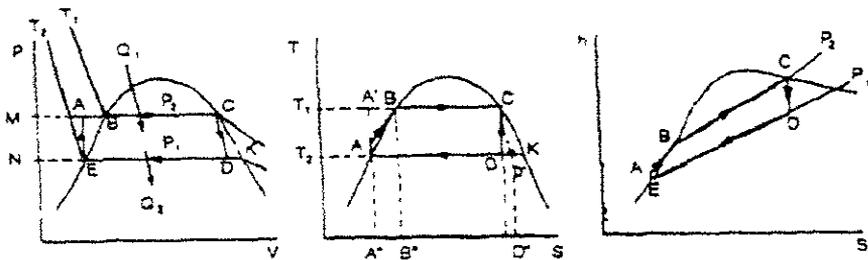


FIGURA I.2.1.1. DIAGRAMAS (P-V, T-S, h-S) DEL CICLO RANKINE. (1)

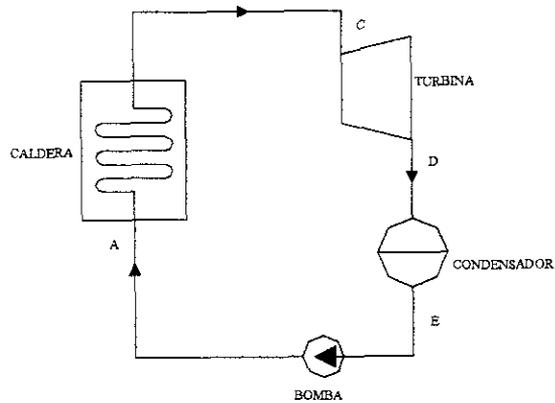


FIGURA I.2.1.2. ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UNA CENTRAL TÉRMICA QUE OPERA SEGÚN EL CICLO RANKINE. (1)

I.2.2. Ciclo Rankine con sobrecalentamiento: ⁽¹⁾

El rendimiento térmico del Ciclo Rankine se puede mejorar aumentando la temperatura máxima del vapor, a base de aumentar la presión o sobrecalentar el vapor saturado. Esto se consigue mediante el ciclo de Hirin y se muestra en la figura I.2.2.1 que utiliza vapor recalentado, es decir vapor que sin aumentar la presión adquiere una temperatura superior a la de saturación; para ello al vapor se le hace recorrer un haz de tubos dentro de la caldera, con lo que el rendimiento mejora. Mediante este sobrecalentamiento se observa que disminuye el contenido en humedad del vapor de agua en el punto E respecto al ciclo sin sobrecalentamiento, punto E'.

El aumento de la temperatura en el punto D produce un incremento del rendimiento térmico total, ya que origina un mayor trabajo específico en la expansión en la turbina, que como se sabe es proporcional ($h_D - h_E$). Este incremento de trabajo se ve parte contrarrestado por un aumento del calor cedido en el condensador, área A'AED' (antes A'AE'C').

El rendimiento de este ciclo es:

$$\eta = 1 - \frac{(h_D - h_E) - (h_A - h_F)}{(h_D - h_A)} \quad \text{(Ecuación I.2.2.)}$$

Como se ve en la figura I.2.2.1. la superficie del ciclo ha aumentado, así como la temperatura media a la que se absorbe el calor. pero la mayor ventaja radica en que el vapor permanece seco durante casi toda la expansión adiabática en la turbina evitando los efectos de erosión que el vapor húmedo efectúa sobre las superficies de la turbina.

El ciclo real con sobrecalentamiento presenta unas ligeras discrepancias respecto al ideal, como son:

- a) El calentamiento entre A y C se realiza a presión decreciente, debido a las pérdidas de carga en la caldera.
- b) Las pérdidas en la turbina producen un incremento de la entropía. El segmento DE en el diagrama S-T no es vertical, sino ligeramente inclinado.
- c) La compresión F-A tampoco es completamente adiabática.
- d) La temperatura del condensado puede ser ligeramente inferior a la correspondiente a la presión de la curva de saturación. Es decir, en el diagrama S-T el punto F estaría algo más bajo en la curva de saturación.
- e) En un ciclo real hay pérdidas de vapor en los cierres de las turbinas y pérdidas de calor

En la figura I.2.2.2. se muestra el esquema simplificado de una central térmica de vapor con sobrecalentamiento.

Como conclusión, podemos decir que tanto el aumento de la temperatura máxima TD como el aumento de la diferencia de presiones, incrementan el rendimiento del ciclo.

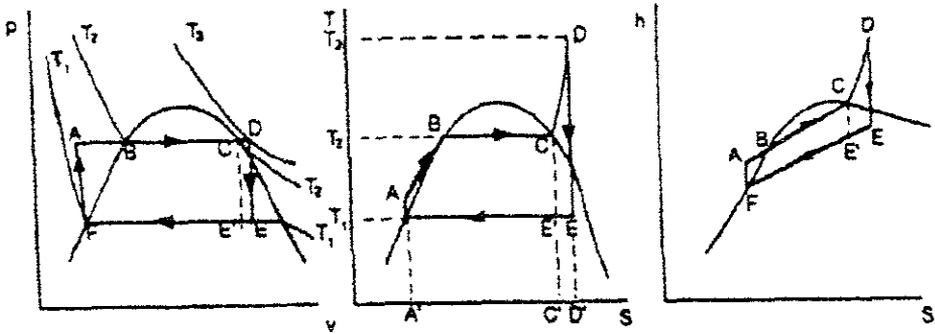


FIGURA 1.2.2.1. DIAGRAMAS (P-v, T-s, h-s) DEL CICLO RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO. (1)

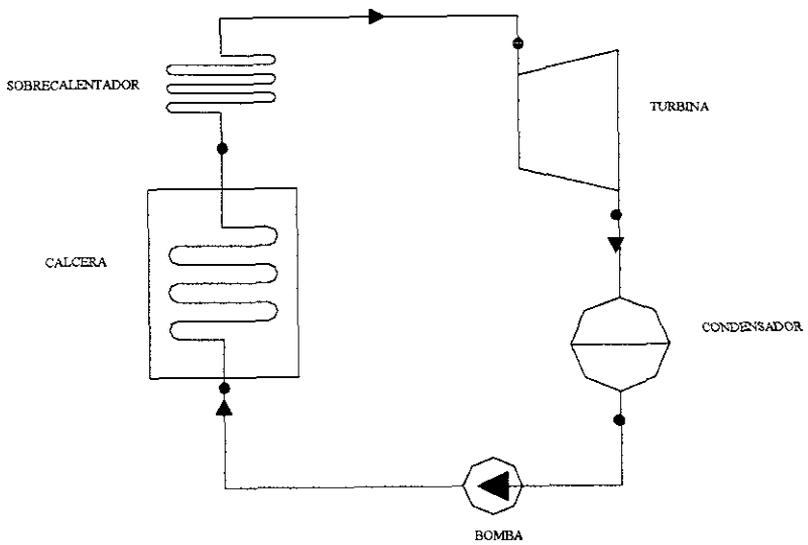


FIGURA 1.2.2.2. ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UNA CENTRAL TÉRMICA QUE OPERA SEGÚN EL CICLO RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO. (1)

I.2.3. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio: ⁽¹⁾

El modo de poder aumentar la presión de entrada sin aumentar la humedad ni la temperatura límite, es recalentar el vapor en uno de los estados intermedios como se indica en la figura I.2.3.1. Esta nueva modificación en el Ciclo Rankine básico consiste en que el vapor, después de expandirse parcialmente en el cuerpo de alta presión de la turbina, vuelve a la caldera, calentándose hasta normalmente la misma temperatura inicial del vapor de entrada a la turbina como se puede ver en la figura I.2.3.2.

Las centrales térmicas modernas de potencia superior a los 100 MW utilizan un Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.

El rendimiento de este ciclo es:

$$\eta = 1 - \frac{h_4 - h_1}{(h_{3'} + h_{3'''}) - (h_2 + h_{3''})} \quad \text{(Ecuación I.2.3)}$$

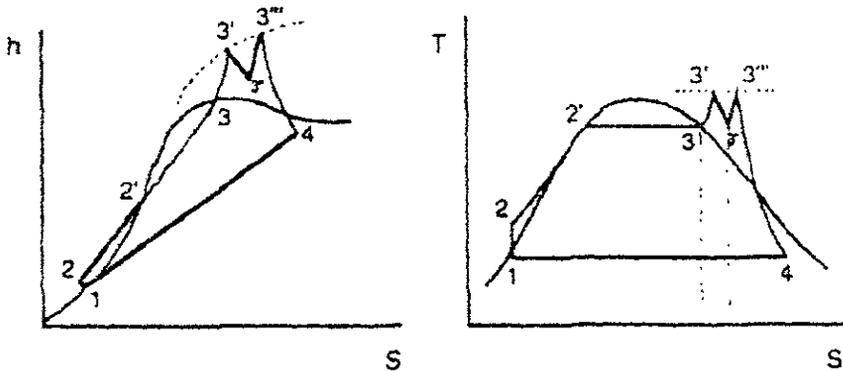


FIGURA I.2.3.1. DIAGRAMAS (h-S, T-S) DEL CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO. ⁽¹⁾

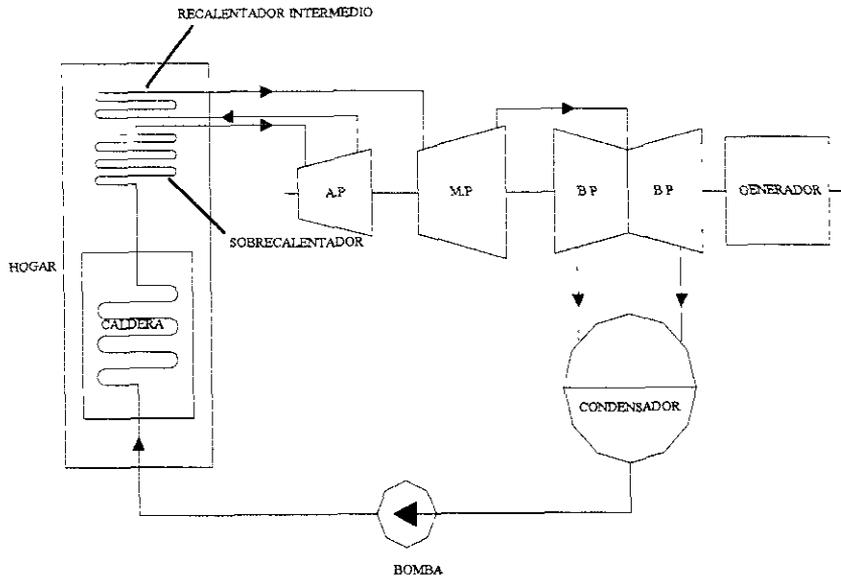


FIGURA 1.2.3.2. ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UNA CENTRAL TÉRMICA QUE OPERA SEGÚN EL CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO. (1)

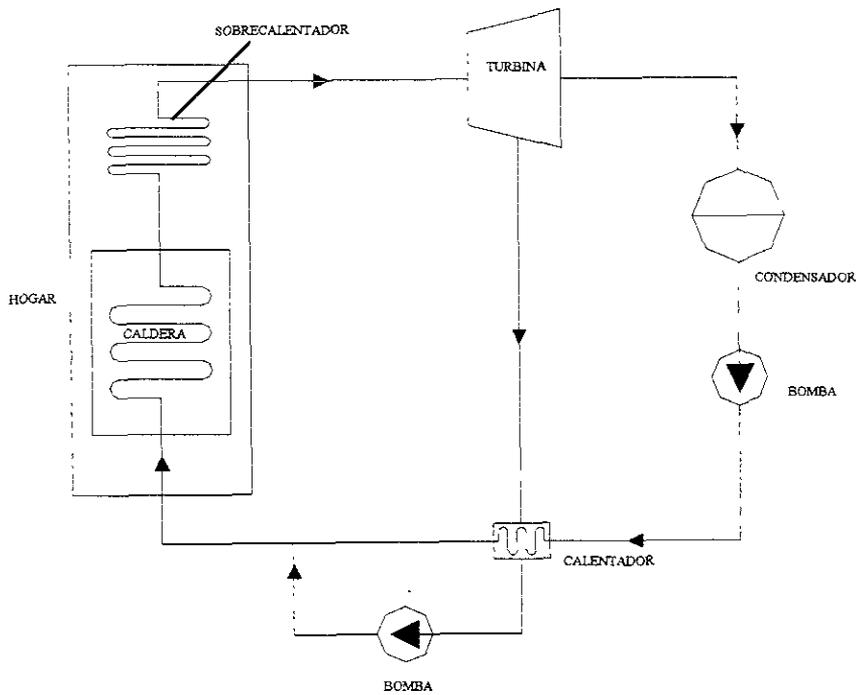


FIGURA I 2 4.2. ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UNA CENTRAL TÉRMICA QUE OPERA SEGÚN EL CICLO RANKINE CON PRECALENTAMIENTO REGENERATIVO DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN ⁽¹⁾

⁽¹⁾ TOMADO DE LA REFERENCIA NÚMERO 1.

I.2.5. Ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración: ⁽²⁾

El ciclo con recalentamiento y regeneración consiste por lo general en una etapa de recalentamiento y dos o más etapas de regeneración. La planta de energía tiene que ser lo suficientemente grande, de manera que el costo mayor debido a la tubería de recalentamiento y al servicio de conservación, se compense con la mayor eficiencia térmica. Las figuras I.2.5.1. y I.2.5.2 ilustran un ciclo con una etapa de recalentamiento y dos de calentamiento regenerativo y su diagrama T-S respectivamente. La primera etapa de resobrecalentamiento se producirá a la misma presión que la primera etapa de regeneración. La presión de extracción se determina optimizando la eficiencia total de la planta en función de la presión de extracción. Los resultados indican que esta presión es de 16 % a 20 % aproximadamente de la presión de entrada a la turbina en el caso de un ciclo con una etapa de recalentamiento y una de regeneración.

El trabajo realizado por la turbina es:

$$W_T = (h_2 - h_3) + (1 - y_1) \cdot (h_4 - h_5) + (1 - y_1 - y_2) \cdot (h_5 - h_6)$$

El calor suministrado al vapor es:

$$Q_{\text{entr}} = (h_2 - h_1) + (1 - y_1) \cdot (h_4 - h_3)$$

Donde:

$$y_1 = \frac{h_{10} - h_9}{h_3 - h_9}$$

$$y_2 = \frac{(1 - y_1) \cdot (h_9 - h_8)}{h_5 - h_8}$$

La eficiencia del ciclo será:

$$\eta = \frac{W_T}{Q_{\text{entr}}}$$

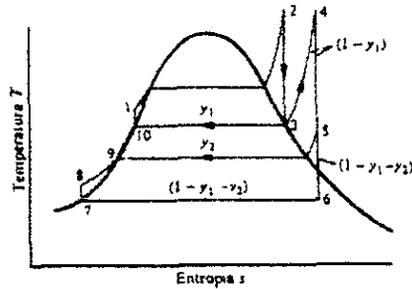


FIGURA I 2.5.1. DIAGRAMA (T-S) DEL CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO Y DOS ETAPAS DE REGENERACIÓN DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN. (2)

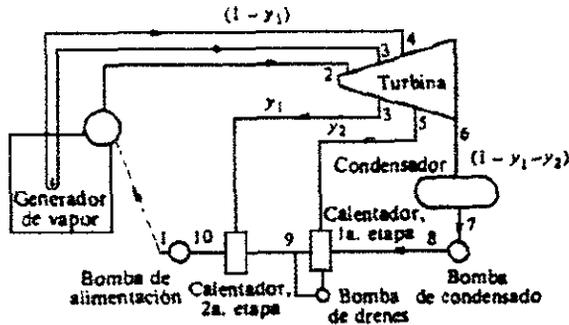


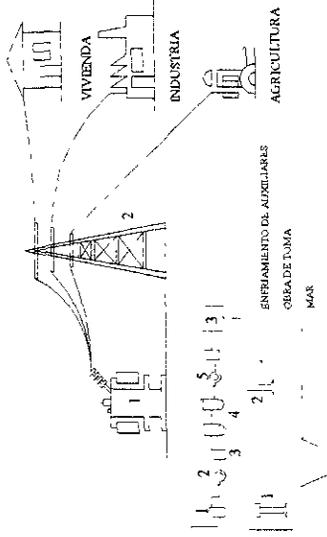
FIGURA I 2.5.2 ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UNA CENTRAL TÉRMICA QUE OPERA SEGÚN EL CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN. (2)

(2) TOMADO DE LA REFERENCIA NÚMERO 2.

I.2.6. Ciclo mediante el cuál funciona la Central Termoeléctrica de Rosarito II: (3)

El ciclo termodinámico utilizado en esta central termoeléctrica, es un Ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración con seis extracciones de vapor para precalentamiento del agua de alimentación. A continuación se muestra su esquema de funcionamiento figura. I.2.6.1.

DIAGRAMA DE FLUJO CENTRAL TERMOELECTRICA PRESIDENTE JUAREZ

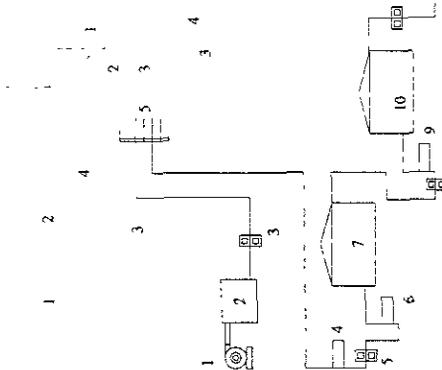


CANTAL DE DESCARGA

ENTRAMBOS DE AUXILIARES
OBSEA DE TUNA
MAR

TURBINA

DEL BOCQUE TANQUE
DE INSTALACIONES DE PEMEX



SIMBOLOGIA

- AIRE Y GASES DEL GENERADOR DE VAPOR**
- 1.- CHIMENEA
 - 2.- VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO
 - 3.- VENTILADOR DE TIRO FORZADO
 - 4.- CALENTADOR REGENERATIVO DE AIRE
 - 5.- QUEMADORES
- COMBUSTIBLE**
- 6.- LINEA DE COMBUSTIBLE
 - 7.- BOMBAS PARA DESCARGA DE PIPAS DE DIESEL
 - 8.- TANQUE PRINCIPAL DE ALMACENAMIENTO DE DIESEL
 - 9.- BOMBAS DE DIESEL PARA A PILOTOS Y QUEMADORES DE BOILER
 - 10.- TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE
 - 11.- BOMBAS DE COMBUSTIBLE

- CONDENSADO Y AGUA DE ALIMENTACION**
- 1.- BOMBO
 - 2.- ECONOMIZADOR
 - 3.- CALENTADOR DE ALTA PRESION
 - 4.- CALENTADOR DE BAJA PRESION
 - 5.- BOMBAS DE AGUA DE ALIMENTACION
 - 6.- DESAERIFICADOR
 - 7.- CALENTADOR DE BAJA PRESION
 - 8.- CALENTADOR DE BAJA PRESION
 - 9.- CALENTADOR DE BAJA PRESION
 - 10.- PULIDORES DE CONDENSADO
 - 11.- BOMBAS DE CONDENSADO
- AGUA DESMINERALIZADA Y DESTILADA**
- 1.- TANQUE DE CONDENSADO
 - 2.- BOMBAS DE AGUA DESMINERALIZADA
 - 3.- TANQUE DE AGUA DESMINERALIZADA
 - 4.- PULIDORES DE DESTILADO
 - 5.- BOMBAS DE TRANSFERENCIA DE DESTILADO
 - 6.- TANQUE DE DESTILADO

- AGUA DE CIRCULACION**
- 1.- AGUA DE AGUA DE CIRCULACION
 - 2.- BOMBAS DE AGUA DE MAR
 - 3.- EVAPORADORA
- VAPOR PRINCIPAL**
- 1.- SOBRECALENTADOR
- VAPOR DE EXTRACCION**
- 1.- VALVULA DE PARO PRINCIPAL
 - 2.- VALVULA DE PARO E INTERCEPTORA
 - 3.- RECALENTADOR
- LINEA DE TRANSMISION**
- 1.- TRANSFORMADOR PRINCIPAL
 - 2.- SUBSTACION ELECTRICA

ENEP ARAGON
TESIS PROFESIONAL
FIGURA N° 126 I.
TOMADA DE LA REFERENCIA NUMERO 3

I.3.1. Generadores de vapor: ⁽³⁾

Los generadores de vapor son de tipo intemperie, radiante, de circulación natural, con un paso de recalentamiento, tiro balanceado, diseñados para generar 548.89 ton/h de vapor a máxima carga requerida, a 541 °C de temperatura a la salida del sobrecalentador y 490.3 ton/h de vapor a 541 °C de temperatura a máxima carga, a la salida del recalentador.

Los quemadores de combustóleo son del tipo de bajo exceso de aire y en consecuencia de bajo Nox.

* Presión de diseño	15.80 Mpa man.
* Tipo de quemadores	Frontales
* Domo de vapor	
- Diámetro interior	1676.4 mm.
- Longitud total	12820 mm.
- Separadores centrífugos	58
* Sobre calentador	
- Superficie de calentamiento	3022 m ²
* Recalentador	
- Superficie de calentamiento	1353 m ²
* Economizador	
- Tipo	Horizontal Multi-espiras
- Superficie de calentamiento	2792 m ²

* Calentador Regenerativo de aire

- Tipo	LJUNGSTROM
- N° de calentadores	2
- Superficie de calentamiento	12347 m ²

I.3.2. Turbogeneradores: ⁽³⁾

Las turbinas son de tipo Tandem Compound, dos flujos, diseñadas para que con presión absoluta en el escape de 83 mm Hg. y bajo condiciones de presión y temperatura de vapor principal y recalentado a la entrada de las válvulas de paro de 12.51 Mpa man y 538 °C, generen 160 MW en las terminales del generador.

Las turbinas operan en un Ciclo Rankine con recalentamiento y regenerativo y seis extracciones de vapor para precalentamiento del agua de alimentación.

Los generadores tienen una capacidad nominal de 177.7 MVA. con F.P.0.9 atrasado, tensión del generador de 15 KV con conexión estrella aterrizado a través de transformador y resistencia.

I.3.3. Sistema de condensado: ⁽³⁾

El sistema cuenta con un condensador con cajas divididas, de un solo paso y pozo caliente común, con una superficie de condensación de 4595.4 m², tubos de cupro-niquel 90-10 para la zona de condensación y tubos de cupro-niquel 70/30 para la de gases no condensables.

Dos bombas de condensado centrífugas verticales con capacidad nominal de 128 l/s operadas por motor eléctrico de 500 HP c/u

Un sistema de pulidores de condensado consistente en recipientes empacados con resinas de intercambio iónico, aniónicas y catiónicas, para reducir la concentración de sólidos disueltos y eliminar residuos metálicos presentes en él.

Tres calentadores de baja presión y un calentador desgasificador.

L3.4. Sistema de agua de alimentación: ⁽³⁾

Cuenta con tres bombas de agua de alimentación, centrífugas horizontales, de velocidad variable, por unidad. Son de tipo barril, de 7 pasos, doble succión, accionadas por motores eléctricos de 2250 HP, de velocidad constante, acopladas a éstos por medio de variadores de velocidad hidráulicos. Cada bomba tiene una capacidad de 86.78 l/s. El sistema tiene dos calentadores de alta presión.

L3.5. Sistema de agua de circulación: ⁽³⁾

El sistema consta de: Un canal de llamada de agua de mar que alimenta a un cárcamo de bombeo de donde se succiona el agua con dos bombas por unidad generadora, del tipo centrífugas verticales con capacidad de 2440 l/s, acopladas a motores de 600 HP.

Estas bombas impulsan el agua de mar a través de ductos de acero de 1.22 m. de diámetro y ductos de concreto de sección cuadrada de 1.2 m X 1.2 m, hasta hacerla pasar por el condensador en el lado interno de los tubos, de donde regresa al mar fluyendo a través del canal de descarga.

I.3.6. Sistema de alimentación de combustible de la Central Termoeléctrica Rosarito II. ⁽³⁾

Se integra con dos tanques de almacenamiento de combustóleo con capacidad de 43.089 m³ cada uno, los cuales se abastecen directamente de buquestanque o bien de las instalaciones de PEMEX. De estos tanques el combustóleo se envía hasta los tanques de día (uno de 485 m³ por cada unidad generadora). De los tanques de día el combustible se envía mediante las bombas principales (tres de tipo tornillo, del 50 % de capacidad por unidad) hasta los quemadores en el generador de vapor.

También existe almacenamiento y manejo de diesel conformado por:

- Tres bombas de tipo tornillo para alimentación de diesel a pilotos y quemadores de arranque.
- Un tanque de almacenamiento común a las dos unidades, de 500 m³ de capacidad, para la recepción de diesel.
- Dos bombas centrifugas para descarga de pipas y llenado del tanque de almacenamiento de diesel.

⁽³⁾ TOMADO DE LA REFERENCIA NÚMERO 3.

II EL CONDENSADOR

II.1. Definición: ⁽⁴⁾

El condensador es un dispositivo de intercambio térmico que sirve para llevar del estado líquido, mediante un enfriamiento, cuerpos que se hallan bajo la forma de vapor. Este cambio de estado se denomina condensación.

Para fluidos puros ha una presión dada el cambio de líquido a vapor o de vapor a líquido ocurre solo a una temperatura, que es la temperatura de saturación o de equilibrio. Puesto que los cambios de transferencia de calor vapor-líquido usualmente ocurren a presión constante o caso constante en la industria la vaporización o condensación de un compuesto simple normalmente se efectúa isotérmicamente. La condensación tiene lugar, en forma de gota y en forma de película el coeficiente de película en la condensación esta influida por la textura de la superficie en la cual tiene lugar la condensación y también si la superficie condensante esta montada verticalmente u horizontalmente.

II.2.1. Condensación en forma de gota: ⁽⁴⁾

Cuando un vapor puro saturado entra en contacto con una superficie fría tal como un tubo, se condensa y puede formar gotitas en la superficie del tubo estas gotitas pueden no exhibir ninguna afinidad por la superficie y en lugar de cubrir el tubo se desprenden de él, dejando metal descubierto en el cual se pueden formar sucesivas gotitas de condensado. Cuando la condensación ocurre por este mecanismo se llama condensación en forma de gota.

II.2.2. Condensación en forma de película: ⁽⁴⁾

Usualmente puede aparecer una inconfundible película a medida que el vapor se condensa en el tubo cubriéndolo. Se requiere vapor adicional para condensarse en la

película del condensado en lugar de hacerlo sobre la pared del tubo directamente. Esta es condensación en forma de película.

Las dos formas de condensación son distintas e independientes de la cantidad de vapor condensante por pie^2 de superficie. Los coeficientes de transferencia de calor para la condensación por gotas son de cuatro a ocho veces mayores que para la condensación de película. El vapor de agua es el único vapor puro conocido que condensa en forma de gota, y se requieren condiciones especiales para que esto ocurra. En la operación normal de un condensador normal de vapor de agua, el mecanismo puede ser inicialmente del tipo de película y cambiar luego a la condensación en forma de gota, y en un tiempo mas tarde invertir el mecanismo.

II.3. El condensador de superficie. ⁽⁴⁾

Los dos sistemas de condensadores que se emplean con mas frecuencia en la industria son los llamados de superficie y los condensadores de mezcla o de inyección. En las plantas termoelectricas se utilizan condensadores de superficie con enfriamiento del agua, con excepción de los condensadores barométricos o de mezcla empleados en las plantas geotérmicas. La razón de usar condensadores en las plantas de fuerza es que el hacerlo, mejora la eficiencia del ciclo de la planta. La eficiencia teórica posible en el ciclo de vapor depende en su mayor parte en el rango de presiones a través del cual el vapor se expande. Otra ventaja de usar el condensador del tipo de superficie, es que el vapor condensado puede ser recuperado, suministrando una fuente de abastecimiento de agua de alimentación de buena calidad, además pueden trabajar tanto a la presión atmosférica como en el vacío y bajo presión.

En la mayor parte de los casos se busca conseguir una superficie lo mas activa posible, al objeto de disminuir el espacio ocupado por el condensador. A este fin, la superficie de intercambio adopta las formas y disposiciones mas variadas como

serpentinae, haces tubulares, cilindros concéntricos, tubos de doble pared, etc., reuniendo en ocasiones varios elementos de esta clase. Los aparatos tubulares y los espirales permiten casi siempre construir el condensador con un mínimo de tamaño, para una misma cuantía de superficie activa.

El agente de refrigeración más empleado en los condensadores de superficie de los aparatos para destilar y operar a reflujo es el agua, que en general marcha en régimen de contra corriente respecto a la dirección de los vapores y condensado. Los aparatos tubulares pueden funcionar indistintamente, pasando el agua por el interior de los tubos, que van rodeados por el vapor, o, por el contrario, conducirse el vapor por los tubos que van envueltos por el agua; el primero de estos sistemas tiene la ventaja de facilitar la limpieza de los tubos. A continuación se muestra el esquema de un condensador de superficie.

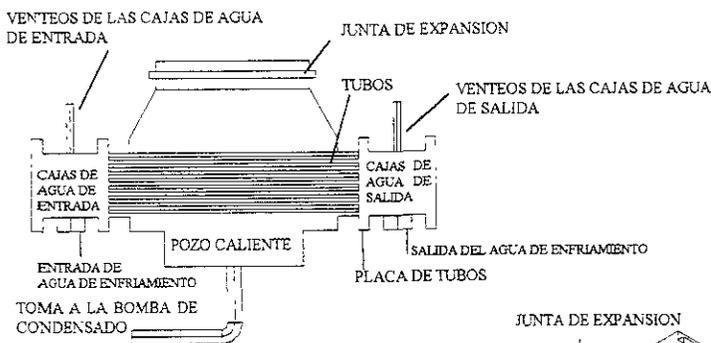


FIGURA II.3. CONDENSADOR DE SUPERFICIE
VISTA DE FRENTE. (7)

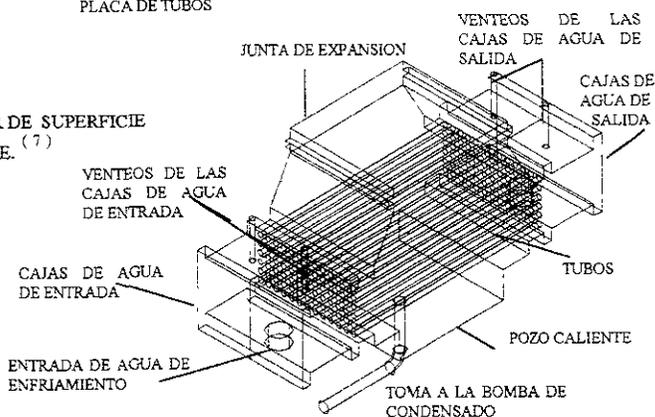


FIGURA II.3. CONDENSADOR DE SUPERFICIE
VISTA EN ISOMÉTRICO (7)

(7) TOMADO DE LA REFERENCIA NÚMERO 7.

II.3.1. Partes principales del condensador de superficie:

II.3.1.1. Tubos del condensador de superficie: ⁽⁵⁾

En los condensadores de superficie se usan tubos rectos para facilitar su limpieza y reemplazo. Las longitudes más comunes varían entre 6 a 30 pies. Los tubos son de tamaño desde 5/8 de pulgada hasta 1 pulgada de diámetro exterior. A continuación se muestra una tabla con las características de los tamaños de tubos más comúnmente usados.

Diámetro exterior de los tubos en pulgadas	BWG	Espesor	Diámetro interior en pulgadas	Superficie exterior, pies ² por pie lineal	Longitud por pie para una área de 1 pie ²	Flujo de agua en gpm a velocidad de 1 pie por minuto
5/8	16	0.065	0.495	0.1636	6.112	0.60
	17	0.058	0.509	0.1636	6.112	0.63
	18	0.049	0.527	0.1636	6.112	0.68
	20	0.035	0.555	0.1636	6.112	0.75
3/4	16	0.065	0.620	0.1963	5.094	0.94
	17	0.058	0.634	0.1963	5.094	0.98
	18	0.049	0.652	0.1963	5.094	1.04
	20	0.035	0.680	0.1963	5.094	1.13
7/8	16	0.065	0.745	0.2291	4.367	1.26
	17	0.058	0.759	0.2291	4.367	1.41
	18	0.049	0.777	0.2291	4.367	1.48
	20	0.035	0.805	0.2291	4.367	1.59
1	16	0.065	0.870	0.2618	3.817	1.85
	17	0.058	0.884	0.2618	3.817	1.91
	18	0.049	0.902	0.2618	3.817	1.99
	20	0.035	0.930	0.2618	3.817	2.12

La selección del tubo indicado está principalmente determinada por la erosión, vibración, u otros desgastes que se puedan esperar en la instalación, más que por las presiones de operación a resistir, las cuales son generalmente muy inferiores al límite del material. Las características del agua de circulación y las velocidades del agua dentro del tubo deben determinar de manera principal, el tipo de aleación usada en un condensador dado.

A continuación se presenta una tabla en la que podemos ver las aleaciones más comúnmente utilizadas y las condiciones de agua para la cual son más indicadas.

Tabla II.3.1.1-a materiales de construcción y condiciones de servicio para tubos en condensadores de superficie.		
Material	Servicio	Coefficiente de transmisión de calor
Cobre	Ocasionalmente utilizado en torres de enfriamiento	1.00
Latón estañoso (Admiralty)	Agua de mar, agua dulce, incluyendo torres de enfriamiento, velocidades de 7 pies/s. o menos.	1.00
Bronce de aluminio	Agua de mar, altas velocidades de agua	0.96
Cupro-níquel 90-10	Agua de mar, agua dulce muy contaminada, altas velocidades.	0.90
Cupro-níquel 70-30	Agua de mar, condiciones severas de corrosión y velocidades	0.83

II.3.1.2. Placas de los tubos: ⁽⁵⁾

Las placas de los tubos están fabricadas generalmente de metal Muntz, aunque se ha usado también el acero en su fabricación. En los pocos casos en que se usó acero, se experimentó la corrosión de la placa y la aparición de fugas en los puntos de inserción de los tubos. Esto fue aparentemente causado porque los tubos fueron expansionados muy ligeramente permitiendo la existencia de un espacio entre el tubo y la placa donde el agua pudo penetrar y establecer una activa celda electrolytica. El pintar la placa de tubos fabricada de acero y las cajas de agua, ayudará a prevenir la corrosión siempre y cuando la pintura las cubra por completo, de otro modo las pequeñas superficies no cubiertas por la pintura serán atacadas por la corrosión de un modo acelerado.

II.3.1.3. Cuerpos de los condensadores: ⁽⁵⁾

La mayoría de los modelos usan planchas de acero parcialmente soldadas en el taller y soldadas permanentemente en el armado final. el cual, se hace en el lugar de instalación; esta práctica ha ofrecido buenos resultados. De este modo, unidades de gran tamaño pueden ser embarcadas fácilmente en secciones y se pueden ahorrar pesos considerables.

El cuerpo debe ser formado de modo tal que reciba al haz tubular y soporte las placas de tubos y de soporte. Las cajas de agua son fijadas por medio de pernos en los extremos de la envolvente, también es necesario hacer una conexión para el escape de la turbina. El interior del cuerpo debe ser dotado del número suficiente de varillas de refuerzo para resistir la considerable presión atmosférica de casi 15 lb/pulg² que obra sobre el cuerpo, pozo caliente y cuerpo del condensador.

II.3.1.4. Juntas de expansión: ⁽⁵⁾

El efecto de la expansión de la turbina, cuello del condensador y condensador bajo las diferentes temperaturas deberá ser previsto y considerado; para este fin se instalan una o más juntas de expansión en el cuello del condensador, o puede también usarse una conexión sólida a la turbina montándose el condensador sobre resortes que soportan la mayor parte del peso pero permiten el movimiento del condensador hacia arriba, abajo o hacia los lados, a medida que ocurra la expansión o contracción. Una alternativa usada en algunas instalaciones consiste en montar el turbogenerador encima del condensador reforzado usándolo como base, utilizando conexiones flexibles en todas las líneas de vapor, agua y eléctricas, conectadas al conjunto. Es frecuente el uso de juntas de expansión fabricadas de cobre corrugado o hule sólido de gran espesor, también se han usado juntas deslizantes con un sello de hule, el cual se mantiene lleno de agua. Las juntas de expansión son siempre el primer lugar que se debe inspeccionar cuando se traten de localizar entradas excesivas de aire al sistema o pérdidas de vacío.

II.3.1.5. Soportes del condensador: ⁽⁵⁾

El escape de la turbina está diseñado para límite de fuerza de tracción hacia abajo o de empuje hacia arriba y el condensador debe ser instalado y usado, de modo de no imponer un esfuerzo excesivo en la turbina. Los soportes de resortes están diseñados para soportar aproximadamente el peso en vacío del condensador y el cuello del mismo o conexión con la turbina. Con esta calibración en los resortes, el peso del agua en las cajas de agua y tubos, más una cantidad considerablemente mayor en el lado de vapor, si es que éste se llena, impondrán un peso excesivo en el escape de la turbina, por lo que deberán instalarse gatos o bloques abajo del condensador antes que el lado de vapor sea llenado con agua para evitar que el condensador se desplace hacia abajo. En este caso, los bloques y no la turbina, soportarán el exceso de la carga. Cuando el condensador esté descansando en los bloques o en gatos, se deberá tener mucho cuidado para que no tenga lugar un incremento de temperatura originado por otras causas, por que la expansión del condensador y la conexión de escape de la turbina ejercerán un empuje vertical sobre la turbina que puede ser más perjudicial, que lo que podría ser el esfuerzo hacia abajo.

Cuando se trate de un condensador montado en soportes de resortes, todas las conexiones a él se deberán hacer lo suficientemente flexibles para que puedan permitir los movimientos hacia arriba y hacia abajo del mismo, a medida que las contracciones y expansiones tengan lugar.

II.3.1.6. Conexiones para instrumentos: ⁽⁵⁾

El ducto de escape entre la turbina y el condensador deberá ser provisto de las conexiones de prueba necesaria para la indicación de la temperatura y presión; frecuentemente se instalan también un bulbo para un registrador de temperatura y un pozo de prueba. Las conexiones para la operación del medidor de vacío y para las pruebas del condensador y la turbina son también necesarias, y deben ser instaladas en lugares donde el flujo de vapor sea en línea recta, mediante el uso de placas-guías

de 12 por 12 pulg. colocadas paralelamente a la superficie de la conexión de descarga y a una distancia de 12 pulg de ésta. Será posible evitar el impacto de vapor sobre las conexiones o la formación de remolinos, torbellinos en el flujo de vapor cerca de la abertura de la conexión, lo que podría originar lecturas falsas. La conexión de prueba debe ser sin protuberancias y al ras con la superficie interior del ducto

A fin de conseguir una medición exacta se recomienda la instalación de un punto de prueba por cada 16 pie² de área del ducto de escape. Estos puntos pueden conectarse a instrumentos independientes o conectarse simétricamente entre sí y después conectarse a un solo instrumento.

II.3.1.7. Cajas de agua: ⁽⁵⁾

Las cajas de agua de un condensador ya sean de hierro fundido o de plancha de acero soldada, deben ser reforzadas por varillas o con costillas para resistir la presión del agua de circulación. Al especificar las características del condensador se dará cuidadosa consideración a las varias condiciones bajo las cuales va a operar la unidad. Una lista de las condiciones a considerar incluiría factores tales como, nivel del agua en tiempo de secas y en tiempo de lluvias, carga desarrollada por la bomba de circulación a varios flujos, resistencia al flujo de los ductos de agua de circulación y del condensador, todas estas condiciones afectan la presión en el condensador y, por lo tanto, determinan la conveniencia de un diseño sobre el otro.

II.3.1.8. Pozos calientes: ⁽⁵⁾

El pozo caliente de un condensador ofrece espacio para que se acumule el vapor condensado que gotea de los tubos del condensador; está instalado, por lo general, pero siempre directamente bajo el condensador.

Los pozos calientes están diseñados de modo que su capacidad sea suficiente para un volumen correspondiente a la acumulación del condensado durante un periodo de 5 a 10 minutos de operación a plena carga. Es norma común el equiparlos con cristales de nivel así como alarmas de alto y bajo nivel a fin de mantener el nivel del agua en el punto deseado. El nivel correcto de operación debe ser lo suficientemente alto para garantizar una reserva de condensado, pero no demasiado alto que restrinja el espacio disponible para almacenar el condensado en caso de que una bomba fallara; si el nivel de agua llegara a ser tan alto que obstruyera la succión de aire de los eyectores, el vacío se perderá rápidamente. Por lo contrario, si el nivel de agua desciende abajo del punto de control no ocurrirá por lo general ningún daño grave aunque puede originar cavitación de la bomba de condensado si la succión desciende demasiado.

II.3.1.9. Extracción del aire: ⁽⁵⁾

A fin de evitar que las superficies de condensación se vieran aisladas por una capa de gases, es necesario equipar el condensador con algún medio que sirva para remover continuamente los gases no condensables que penetran al condensador junto con el vapor, evitar que dichos gases cubran y aislen la superficie de los tubos haciendo que la presión del gas dentro del condensador sea hasta el máximo posible, la causada por la presión del vapor de agua únicamente.

El aire y los gases no condensables son extraídos del condensador por medio de bombas de aire que mantienen en la succión de la bomba un vacío ligeramente mayor que el del condensador haciendo que la mezcla de vapor y aire fluya hacia la toma de aire en el condensador y hacia la bomba. Los dos tipos básicos de bombas son las unidades de desplazamiento positivo y los eyectores.

II.3.2. Superficie y balance de calor en los condensadores: ⁽⁵⁾

El calculo de la superficie necesaria para conseguir la condensación por el enfriamiento puede hacerse por la formula general del intercambio térmico.

$$A = \frac{Q}{A_{tm} U} \quad (\text{Ecuación II.3.2.1})$$

Donde:

- * A = Superficie de refrigeración.
- * Q = Kilocalorias que hay que transmitir.
- * U = Coeficiente de transmisión global
- * A_{tm} = Diferencia media de temperaturas entre los dos fluidos separados por la pared del refrigerante.

el balance de calor esta dado por la expresión:

$$Q = KS A_{tmed} = KS \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_c - t_1}{t_c - t_2}} \quad (\text{Ecuación II.3.2.2})$$

Donde:

- * S = Superficie del condensador, en metros cuadrados.
- * A_{tmed} = Diferencia media logarítmica de temperatura, en grados centígrados.
- * t_c = Temperatura de condensado, en grados centígrados
- * t_1 = Temperatura de entrada del agua de enfriamiento, en grados centígrados.
- * t_2 = Temperatura de salida del agua de enfriamiento en grados centígrados.
- * K = Coeficiente de transmisión de calor, en Kcal/m²-m-°C

II.3.3. Las condiciones principales para una buena operación de los condensadores son: ⁽⁵⁾

- Estanquidad entre las cámaras de vapor y agua de enfriamiento.
- Mantenimiento de la superficie interior de los tubos. Con la limpieza se conserva un coeficiente de transmisión de calor aceptable

Diseño:

El cuerpo del condensador y la entrada deben estar diseñados para evitar remolinos y pérdidas de presión en el recorrido del vapor; los tubos se distribuyen de manera que facilitan el recorrido del vapor hasta la parte inferior del condensador. El número de pasos de agua puede ser 1, 2 o 3, dependiendo del estudio de optimización la velocidad del agua en los tubos varía de 1.8 a 2.3 m/s y las pérdidas de presión en un solo paso son de al rededor de 0.3 Kg/cm². Para absorber las expansiones diferenciales del cuerpo y tubos del condensador se instala una junta de expansión o se montan los tubos con ondulaciones. Las expansiones verticales normalmente se absorben con una junta de expansión o por medio de resortes.

En el fondo (o pozo caliente), con un almacenamiento de 5 minutos a plena carga se tiene una cuadrícula de soleras para evitar arrastres al condensado. Además se dispone de un filtro a la salida del condensador, antes de entrada a las bombas de condensado, para retener materias extrañas. La velocidad de salida del agua debe ser 1.2 m/s con objeto de disminuir el volumen de aire manejado se extrae en una zona "fría" del condensador mediante la ayuda de mamparas. Las tuberías que llegan a la parte del vapor del condensador son:

- Venteos de los calentadores.
- Drenes de los calentadores.
- Purgas de tuberías de vapor.
- Dren del condensador de vapor de sellos.
- Venteo de las bombas de condensado

- Agua de repuesto.
- Drenes de los eyectores.
- Recirculación de condensado

La extracción del aire y gases incondensables durante los arranques y su operación normal se efectúan por medio de eyectores de aire o bombas de vacío; las capacidades de estos son, aproximadamente:

Capacidades de eyectores más comúnmente utilizadas en los condensadores ⁽⁵⁾			
Para operación normal		Para arranques	
Máximo vapor condensado (Kg/h)	m ³ /min aire (21 °C)	Máximo vapor condensado (Kg/h)	m ³ /min aire (21 °C)
Hasta 11400	0.085	Hasta 34100	4.25
11401 a 22700	0.113	34101 a 113600	8.50
22701 a 45500	0.142	113601 a 272700	17.00
45501 a 113600	0.213	mas de 272700	25.50
113601 a 227300	0.283		
mas de 227300	0.354		

Se dispondrá de dos bancos de eyectores del 100% de capacidad, con dos pasos, para operación normal y un eyector de arranque que deberá reducir la presión en el condensador a 250 mm de Hg en 17 min. ; los drenes de los eyectores de operación normal deberán ir al condensador principal por gravedad y el de arranque ira fuera de la casa de maquinas. La alimentación de vapor a eyectores se hará de la línea principal, por medio de una estación que reduzca la presión a un valor entre 6 y 20 Kg/cm².

Las perdidas por fricción en los tubos en m de columna de agua por metro lineal, son:

Perdidas por fricción en tubos de distinto diámetro ⁽⁵⁾			
Velocidad del Agua	19 mm Ø	22 mm Ø	25 mm Ø
2.00 m/s	0.350	0.283	0.234
2.15 m/s	0.400	0.325	0.269
2.30 m/s	0.454	0.370	0.304

Las pérdidas por fricción en los tubos, en metros de columna de agua por metro lineal, son:

Perdidas por fricción a diferentes velocidades ⁽⁵⁾	
Velocidad del Agua	Resistencia
2 00 m/s	0.385
2 15 m/s	0 432
2.30 m/s	0478

II.3.4. Consideraciones para el dimensionado: ⁽⁵⁾

El condensador es el encargado de producir una contrapresión económica en el escape de la turbina, esta depende de muchas variables, pero las más importantes son, la superficie del condensador, velocidad y temperatura del agua de circulación y flujo de vapor al condensador. El dimensionado correcto de un condensador debe considerar variables como longitud y diámetro de tubos, superficie de transferencia de calor y velocidad del agua, así como cargas en la turbina y temperaturas del agua de circulación.

Los siguientes criterios se aplican para el dimensionado del condensador:

Carga de vapor:

La carga de vapor que debe considerarse es el flujo de vapor, con la turbina operando a plena carga. Este flujo es igual al flujo de estrangulamiento menos el vapor de las extracciones para el calentamiento de agua de alimentación y otros propósitos.

Vacío del condensador:

El condensador se diseñara para el mejor vacío posible, coincidiendo con la cantidad y temperatura de agua de enfriamiento disponible. Para una temperatura dada de agua de enfriamiento, entre mas alto sea el vacío de diseño, el condensador será mas grande. En términos generales, deben considerarse los siguientes vacíos de diseño.

Vacío de diseño en los condensador para diferentes temperaturas de agua de enfriamiento	
Temperatura de agua de enfriamiento.	Vacío de diseño en mm de Hg
16 °C	736
21 °C	723
27 °C	711
29 °C	698
32 °C	685
35 °C	673

Temperatura del agua de enfriamiento:

La temperatura del agua de enfriamiento varia bastante en el transcurso del año independientemente de la fuerza de suministro; deberá estudiarse esta variación para obtener un valor de diseño representativo, que no debe ser ni el máximo ni el mínimo, si no un punto intermedio que tome en cuenta el grado de vacío que se desee obtener en las estaciones extremas del año.

Número de pasos:

La mayoría de los condensadores se fabrican para uno o dos pasos de agua y raramente se emplean pasos adicionales. La selección de uno o dos pasos debe ser objeto de una evaluación pero en general se toma en cuenta que: Si la cantidad de agua de enfriamiento esta limitada, se elige un condensador de dos pasos ya que el condensador de un solo paso utiliza mayor cantidad de agua.

Diámetro de los tubos:

La velocidad del calor transferido y los requerimientos de la cantidad de agua favorecen el de tubos de diámetro pequeño; la fricción del agua de enfriamiento y su tendencia ha ensuciarse favorece a los diámetros grandes. Generalmente se utilizan los siguientes diámetros de tubo para las superficies de condensador indicados:

Diámetros de tubos utilizados en función de la superficie de condensación ⁽⁵⁾		
Superficie del condensador (m ²)	Dos pasos	Un paso
50 a 1000	19 mm	19 mm
1001 a 2000	19 a 22 mm	19 a 22 mm
2001 a 5000	22 mm	22 mm
mayores de 5000	22 a 25 mm	22 a 25 mm

Los tubos del condensador se suministran en varios espesores de pares. pero el mas aceptado es el de 1.25 mm (18 BWG) .

Longitud de los tubos:

Actualmente se tiende a utilizar los tubos más largos permisibles limitados por los espacios para su remplazo. En general la longitud de los tubos aumenta con el tamaño de los condensadores; sin embargo, los requerimientos de potencia de la bomba de agua de enfriamiento suelen limitar la longitud de los tubos. Hay relación entre la superficie del condensador y el proporcionamiento de los tubos; para estimar la cantidad estimada de superficie de condensador se considera 49 Kg. de vapor m² de superficie para condensador de un paso y 39 Kg. de vapor m² para condensadores de 2 pasos.

Material de los tubos:

La selección del material apropiado requiere un estudio cuidadoso de las condiciones locales del agua. Si es de pozo o río, se usa metal almiranty (70% cobre, 29% zinc y 1 % plomo), para agua salada , bronce - aluminio y aleaciones de cupro-niquel.

Velocidad del agua de enfriamiento:

La velocidad del agua de enfriamiento varía de 1.8 a 2.4 m/s y la selección depende de las condiciones de agua y las consideraciones de pérdidas por fricción. La transferencia de calor se mejora con las velocidades altas pero también aumentan las pérdidas por fricción y se tiene un efecto negativo sobre la vida de los tubos al aumentar la corrosión y los efectos abrasivos. Las velocidades menores se utilizan para el agua salada

Factor de limpieza:

Debido a que los tubos se ensucian durante el servicio la transferencia de calor disminuye y afecta negativamente al vacío. Los cálculos de transferencia de calor para el dimensionado del condensador se basan en tubos comercialmente limpios. El factor de limpieza normalmente utilizado es de 85%.

⁽⁵⁾ TOMADO DE LA REFERENCIA NÚMERO 5.

III EL SISTEMA DE VACÍO

III.1. Fines del sistema de vacío:

III.1.1. Extracción de incondensables:

Uno de los fines principales del sistema de vacío consiste en extraer los incondensables acumulados en el interior de los tubos de la parte superior de las cajas de agua del condensador, ya que estos incondensables impiden la adecuada transferencia de calor en las filas superiores de tubos, trayendo como consecuencia una reducción considerable en la superficie efectiva de transferencia de calor y restringiendo el flujo de agua refrigerante, reflejándose en una baja en la eficiencia del condensador. Debido a ello existe una caída de vacío en el condensador incrementándose la potencia requerida por las bombas de circulación. Todo esto trae como consecuencia una pérdida en la eficiencia del ciclo termodinámico y de la potencia de generación del mismo.

III.1.2. Reducción de costos.

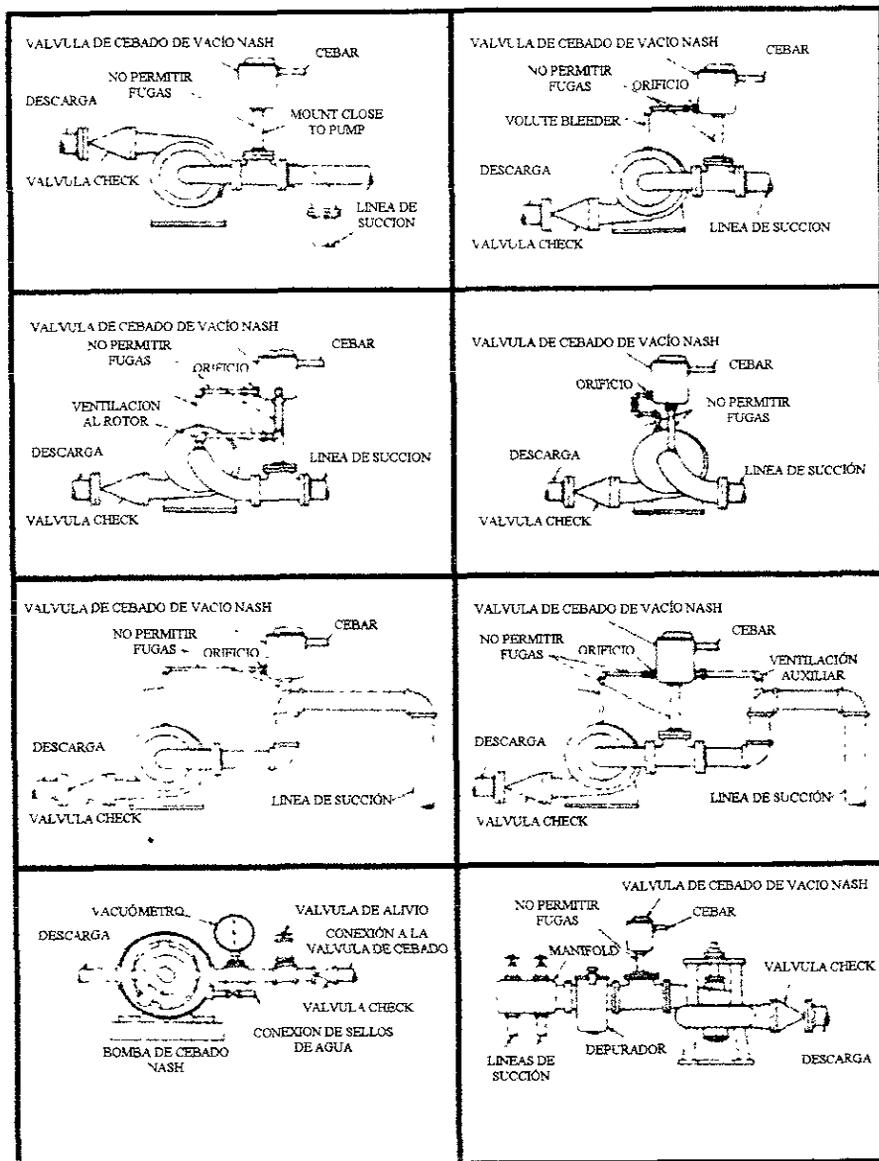
Con la implantación de este sistema de vacío se busca además de una mejora en el ciclo termodinámico, una reducción en los costos de operación, ya que al no contar con un sistema de vacío como el propuesto en este trabajo de investigación; la extracción de los incondensables tiene que realizarse mediante una operación mecánica de cebado. esto se hace estrangulando el flujo refrigerante a la descarga del condensador con la ayuda de las válvulas de mariposa instaladas en dicha descarga. Al realizarse esta operación, se incrementa la carga dinámica de las bombas de enfriamiento principal aumentando el consumo de energía de dichas bombas y a la vez provocando daños en la válvula, debido a que la función de la válvula no es de estrangulación de flujo, sino de apertura ó cierre total. Esta operación resulta ser muy costosa debido a la necesidad de cambiar la válvula en un tiempo muy corto

III.2. Principales componentes del sistema de vacío y su funcionamiento:

III.2.1. Las válvulas de cebado NASH. ⁽⁷⁾

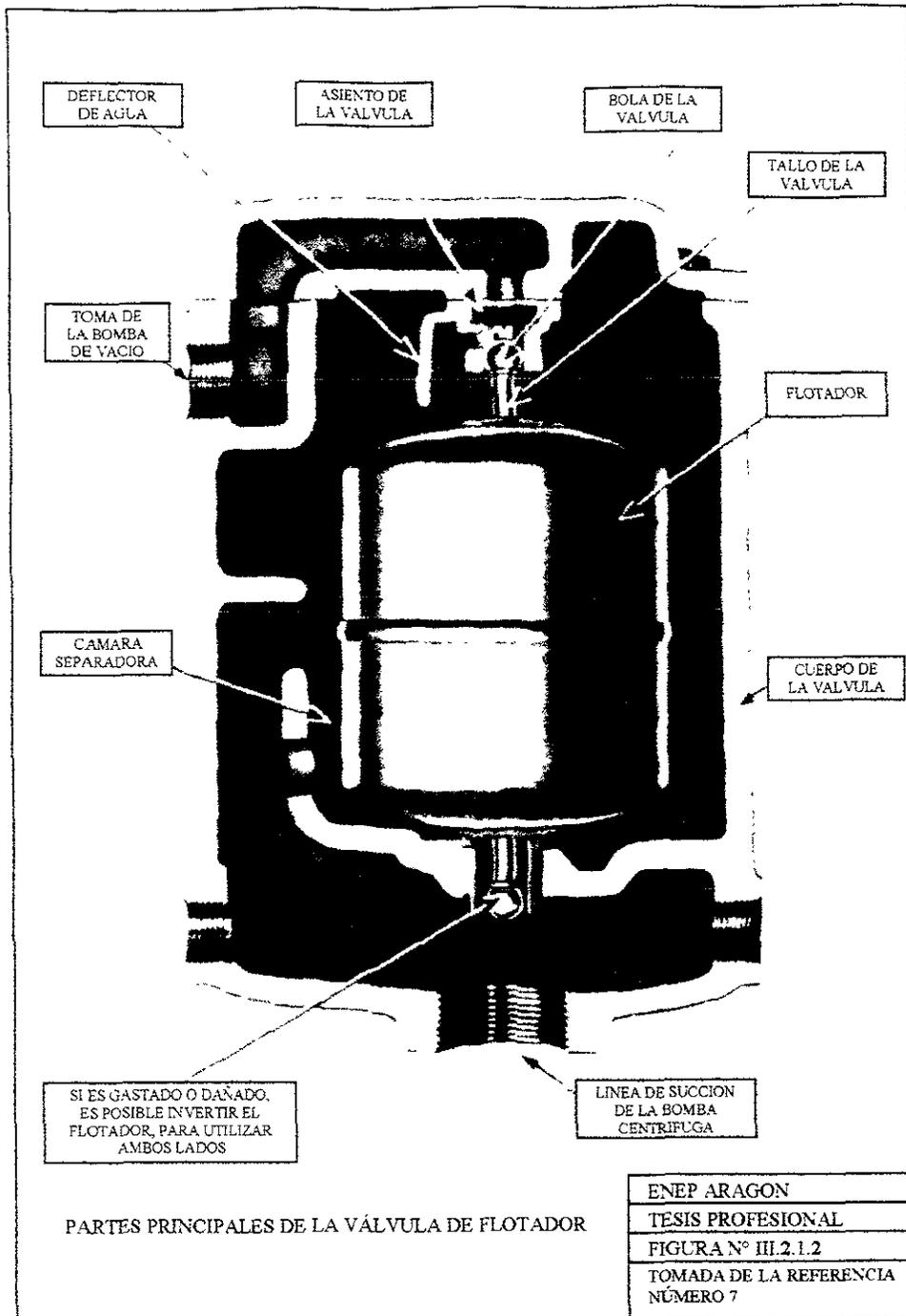
La válvula de cebado de vacío NASH es instalada en la línea de cebado entre el ser del sistema y la bomba de cebado de vacío donde su uso elimina el usual barómetro, nudo, válvulas de mano y otras restricciones. Tiene solamente una parte de movimiento, un robusto y compacto flotador ensamblado, sin enlace mecánico a otras partes. No tiene flotadores esféricos sostenidos en tallos o brazos vulnerables, ninguna palanca, alfileres, o las uniones de soldadura para usar o salir de alineación a través de choque o movimiento. La figura III.2.1.1. muestra la instalación detallada de las válvulas de cebado de vacío NASH en arreglos típicos en tuberías.

La unidad de flotador sirve a un propósito dual y tiene dos tallos de bronce fijos, cada uno de los cuales terminan en una bola pulida. Estos están situados a extremos opuestos del flotador. La bola guía el mantenimiento del flotador en alineación de modo que la bola superior, que es la válvula, cierre en el asiento de la válvula. El ensamble es reversible de modo que si la bola principal se daña o se gasta, puede ser renovado volviendo simplemente el ensamble del flotador completamente invertido. El asiento de la válvula es un disco de composición y es reversible permitiendo utilizar sus dos superficies, esto es, al dañarse un lado el disco se invierte y puede utilizarse la otra cara. Una cámara separadora en el cuerpo de la válvula protege el flotador de la acción causada por una oleada de aire y agua. Así mismo realiza una acción amortiguadora previniendo la apertura y cierre rápido de la válvula. La válvula se cierra cuando el flotador de palangana esta inundado y se abrirá y liberará el aire recolectado en la cámara separadora, independientemente de la existencia de vacío en el lado de la válvula de la bomba de cebado. Esto es debido al peso balanceado de la unidad de flotador, que no pega al asiento de la válvula cuando existe vacío bajo, pero cae siempre con el agua como desiste en el flotador de palangana. La figura III.2.1.2. muestra la válvula de flotador y sus partes



INSTALACIÓN DETALLADA DE VÁLVULAS DE CEBADO DE VACÍO, EN ARREGLOS TÍPICOS DE TUBERÍAS.

ENEP ARAGON
 TESIS PROFESIONAL
 FIGURA Nº III.2.1.1.
 TOMADA DE LA REFERENCIA
 NÚMERO 7



Funcionamiento de las válvulas de cebado NASH: ⁽⁷⁾

La válvula de cebado de NASH esta diseñada principalmente para uso con vacío en ambos lados de la válvula; esto es, el lado acuático de la válvula debería preferiblemente estar a una presión subatmosférica. Tal situación ocurre en el lado de succión de la bomba centrífuga y también en las cajas de agua del condensador principal, donde el agua circulante esta fluyendo en un sistema de sifón.

La válvula operará exitosamente con una cantidad limitada de presión en el lado acuático. (hasta un diferencial de presión total máximo de 20 PSI). Esto significa que si las bombas están operando en un vacío de 20 pulgadas de mercurio (aproximadamente 10 PSI) esta puede ser una presión máxima en el lado acuático. Los flotadores de válvula de cebado NASH son probados a 25 PSI. Para expresar un punto de presión como la voluta, el punto de presión debería levantarse dentro del lado de la válvula de cebado a través de un orificio reductor.

III.2.2. Tanque de control de vacío: ⁽⁷⁾

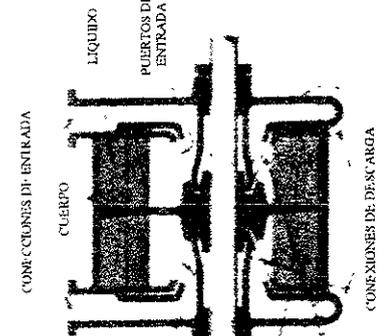
El sistema central con tanque de control de vacío es recomendable. Este arreglo permite cualquier número de cajas de agua en un tanque de vacío. El cebado es mantenido automáticamente hasta con una carga de aire variable, y un tanque de control permite una instalación dúplex para máxima confiabilidad.

Tipos de tanques que son utilizados y sus materiales de construcción:

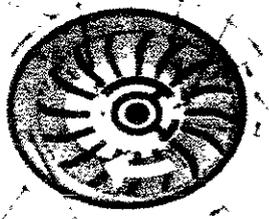
Generalmente para este tipo de servicios, se utilizan tanques cilíndricos construidos en acero.

III.2.3. Bombas de vacío NASH: ⁽⁸⁾

Las bombas de vacío NASH tienen solamente una parte en movimiento, un rotor balanceado. Tal simplicidad es posible porque todas las funciones de pistones o veletas mecánicas son realmente ejecutadas por un rotor que reúne el líquido comprimido mientras el poder para mantenerlo es transmitido por el rotor, este anillo de líquido sigue un sendero alrededor del interior cilíndrico del cuerpo de la bomba de vacío, el eje del rotor es el vástago del cuerpo del eje. Como se puede ver en el diagrama esquemático, figura III.2.3.1, el líquido comprimido casi llena el vacío de cada cámara del rotor durante una única revolución que establece la acción del pistón. Las conexiones de entrada de vacío y de descarga a la atmósfera son conexiones de descarga de presión que están separadas por aperturas en los conos interiores estacionarios



EN ESTE SECTOR EL LIQUIDO EN MOVIMIENTO SACA AL EXTERIOR EL GAS COMPRESO EN LA ENTRADA DE LOS PUERTOS, DENTRO DE LAS CAMARAS DEL ROTOR



ROTACION DEL LIQUIDO COMPRESO

EN ESTE SECTOR EL GAS COMPRESO ESCAPA POR LOS PUERTOS DE DESCARGA



PARTES PRINCIPALES DE UNA BOMBA DE VACIO NASH

ENEP ARAGON
TESIS PROFESIONAL
FIGURA N° III.2.3.1
TOMADA DE LA REFERENCIA NÚMERO 8

III.2.4. Funcionamiento del sistema de vacío:

El sistema de vacío es diseñado de tal forma, que, existe una igualdad de presiones en la salida de las cajas de agua del condensador y en el tanque de control de vacío, dicha presión es la correspondiente a la presión de operación de las cajas de agua de salida.

En el tanque de control de vacío se encuentra instalado un vacuómetro, además de un sensor de vacío, conectados y calibrados conjuntamente, para que al momento de registrarse una pérdida de presión de vacío de 0.1 Pulg. Hg en el sistema, se mande una señal de arranque a la bomba de vacío, para que ésta funcione y extraiga el aire y los incondensables de las cajas de agua del condensador.

La bomba de vacío es calculada y seleccionada, para funcionar a una presión de succión de vacío mayor a la existente en el sistema, por lo que, cuando la bomba termina de extraer el aire y los incondensables del sistema, comenzará a extraer el agua contenida en las cajas de agua de salida del condensador, ésta agua al pasar por la válvula de cebado, inundará la cámara donde se encuentra el flotador, éste a su vez se elevará, cerrando el paso del agua hacia el tanque de control de vacío, mandando conjuntamente una señal de paro a la bomba de vacío Terminando con ello la operación de cebado del sistema y normalizándose con ello el funcionamiento del condensador.

Dicha operación es equivalente a abrir los venteos de las cajas de agua y estrangular el flujo a la descarga del condensador mediante las válvulas de mariposa, para incrementar la presión de salida del agua de circulación y con ello obligar al aire e incondensables a salir por los venteos, para posteriormente cerrarlos y abrir totalmente las válvulas de mariposa reestableciéndose con ello la operación normal del condensador. Esta operación no es recomendable, ya que daña las válvulas de mariposa, siendo muy costosa su adquisición

III.3.1. Introducción al cálculo:

La cantidad teórica de aire que podría estar liberado en las cajas de agua del condensador, puede calcularse asumiendo que el agua de entrada está saturada con aire y que además toda el agua estará expuesta al vacío en la parte superior de las cajas de agua por un período de tiempo suficientemente largo, tal que, el agua está descargada con solamente la cantidad de aire necesario a saturarlo. En realidad la cantidad de aire liberado en las cajas de agua del condensador es más pequeña, debido a que normalmente no está saturada completamente con aire, toda el agua no está expuesta completamente al vacío, el tiempo que transcurre dentro del condensador no es largo y algunas burbujas de aire pueden ser generadas fuera de la descarga del agua. Debido a estos factores la experiencia de campo ha mostrado que retirando el 10 % de la cantidad de aire teórica de las cajas de agua del condensador es suficiente para un funcionamiento efectivo de este equipo. Es importante que el vacío en las cajas de agua sea determinado por medio del gradiente hidráulico.

III.3.2. Objetivo:

El presente cálculo tiene por objeto determinar la capacidad de las: Bombas, Tanque, Válvula de cebado y presión del sistema de vacío para las cajas de agua del condensador, así como el dimensionado de las líneas de flujo del sistema en cuestión.

III.3.3. Consideraciones y datos:

III.3.3.1. Temperaturas y presiones de cálculo:

Las condiciones de presión a la entrada y salida del condensador serán tomadas del gradiente hidráulico, y las temperaturas son tomadas de la optimización del sistema de circulación. (Operación normal de la Central Termoeléctrica Presidente Juárez).

Por tanto, para el caso particular de este cálculo tomamos en consideración los siguientes datos:

Descarga de la bomba	T = 24 °C = 75.2 °F	P = 5 096 mca = 14.755 Pulg. Hg.
Entrada al condensador	T = 24 °C = 75.2 °F	P = - 2 223 mca = - 6.436 Pulg. Hg.
Salida del condensador	T = 34.9 °C = 94.82 °F	P = - 5.643 mca = - 16.339 Pulg. Hg.

Expresando los valores en presión absoluta, a una presión atmosférica de 760 mm. Hg. (29 921 Pulg. Hg.) tenemos:

Condiciones atmosféricas	T ₁ = 24 °C = 75.2 °F	P ₁ = 760 mm. Hg. = 29.921 Pulg. Hg. A.
Entrada al condensador	T ₂ = 24 °C = 75.2 °C	P ₂ = 8 110 mca A = 23.485 Pulg. Hg. A.
Salida del condensador	T ₃ = 34.9 °C = 94.82 °F	P ₃ = 4.690 mca A. = 13.582 Pulg. Hg. A.
Descarga de la bomba	T ₁ = 24 °C = 75.2 °C	P ₁ = 15.429 mca A. = 44.676 Pulg. Hg. A.

III.3.3.2. Cantidad de aire retirado de las cajas de agua del condensador (condiciones en verano e invierno): ⁽⁷⁾

La cantidad de aire por remover será del 10 % de la cantidad teórica liberada; según las especificaciones del fabricante (NASH). Donde los modelos matemáticos para determinar la cantidad de aire liberado y por desalojar son los siguientes:

Aire liberado a la entrada de las cajas de agua:

$$Q = (W_1 - W_2) \times (V_{m2}) \times \frac{\text{gpm}}{1000} \times (0.1) \quad (\text{Ecuación III.3.3.2})$$

Aire liberado a la descarga de las cajas de agua:

$$Q = (W_2 - W_3) \times (V_{m3}) \times \frac{\text{gpm}}{1000} \times (0.1) \quad (\text{Ecuación III 3 3 2'})$$

Donde.

Q = Pies cúbicos por minuto de aire por extraer.

W = Libras de aire por cada 1000 galones de agua de circulación en la entrada.

V = Volumen de la mezcla, en pies cúbicos por libra.

gpm = Flujo de agua de circulación, en galones por minuto.

0.1 = Constante para obtener el 10 % del aire teórico liberado.

W₂ = Libras de aire por cada 1000 galones de agua de circulación en la salida.

III.3.3.3. Selección de la válvula de cebado: ⁽⁷⁾

La selección se hará de acuerdo a la carta de la pagina B-306 del manual del fabricante (NASH).

III.3.3.4. Determinación de la caída de presión, en la línea del sistema: ⁽¹²⁾

Para el cálculo de la caída de presión en la línea de suministro, se tiene la trayectoria del arreglo general de equipo y se hará mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{(28 \times 10^{-8}) (K) (W^2) (v)}{(d^4)} \quad (\text{Ecuación III.3.3 4})$$

Donde:

ΔP = Caída de presión en lb/pulg.²

K = Coeficiente de resistencia

W = Caudal en lb./h

v = Volumen específico en Pie³/lb.

d = Diámetro en pulg.

28×10^{-8} = Factor de conversión

III.3.3.5. Presión a la entrada del tanque de control de vacío: ⁽¹²⁾

Para determinar la presión a la entrada del tanque de vacío se utilizará la ecuación de Weymouth:

$$P'_2 = \sqrt{P'_1{}^2 - \frac{(T) \times (q'h)^2 \times (Sg) \times (L)}{(520) \times (28)^2 \times (d^{5.335})}} \quad (\text{Ecuación III.3.3.5})$$

Donde

P'_1 = Presión inicial	PSI A.
P'_2 = Presión final	PSI A
T = Temperatura absoluta	°R
Q'_h = Flujo en condiciones estándar (14.7 PSIA a 60 °F)	Pie ³ /h
S_g = Gravedad específica	$S_g = 1$
L = Longitud equivalente de la tubería	Millas
D = Diámetro interior del tubo	Pulgadas

III.3.3.6. Dimencionamiento del tanque de control de vacío: ⁽⁷⁾

Para la determinación del tamaño del tanque de control de vacío, entraremos a la carta mostrada en la pagina B-401, del manual del fabricante (NASH), con el valor mayor. obtenido de la cantidad de aire liberado en las cajas de agua del condensador y la presión de entrada al tanque de control de vacío.

III.3.3.7. Determinación de la capacidad y presión de succión de la bomba de vacío. ⁽⁷⁾

Dichas determinaciones, se llevarán a cabo mediante las siguientes ecuaciones:

$$P_{\text{succión}} = P_{\text{salida cajas de agua}} - (\Delta P_{\text{en válvula de cebado}} + \Delta P_{\text{línea de succión}} + \Delta P_{\text{tanque de control}})$$

$$\text{Capacidad} = F_{\text{de entrada}} \times \frac{P_{\text{de entrada}}}{P_{\text{de succión}}} + F_{\text{de salida}} \times \frac{P_{\text{de salida}}}{P_{\text{de succión}}}$$

Donde.

$P_{\text{succión}}$ = Presión de succión de la bomba de vacío.

$P_{\text{salida cajas de agua}}$ = Presión de salida en las cajas de agua del condensador

$\Delta P_{\text{en válvula de cebado}}$ = Caída de presión en la válvula de cebado.

$\Delta P_{\text{línea de succión}}$ = Caída de presión en la línea de succión.

$\Delta P_{\text{tanque de control}}$ = Caída de presión en el tanque de control de vacío.

$F_{\text{de entrada}}$ = Flujo de entrada.

$F_{\text{de salida}}$ = Flujo de salida.

$P_{\text{de entrada}}$ = Presión de entrada.

$P_{\text{de salida}}$ = Presión de salida.

$P_{\text{de succión}}$ = Presión de succión.

III.3.3.8. Selección de la bomba de vacío: ⁽⁸⁾

La selección se hará de acuerdo a las curvas de desempeño proporcionadas por el fabricante (NASH), entrando con los valores obtenidos de: capacidad y presión de succión de la bomba de vacío.

III.3.3.9. Determinación del tiempo de cebado del sistema de vacío: ⁽⁷⁾

El cálculo se llevará a cabo mediante el siguiente modelo matemático:

$$\text{CFM} = \frac{(V_T) \times (C_f) \times (1.15)}{t}$$

Donde.

CFM = Capacidad de la bomba.

V_T = Volumen total del sistema en pies³, incluyendo: la línea de succión, la carcasa de la bomba, y el tanque de control de vacío.

C_f = Factor de capacidad, obtenible en la carta C del manual del fabricante NASH, basada en la máxima altura de succión expresada en Pulg. Hg.

1.15 = Constante para adicionar un 15% debido a pérdidas.

t = Tiempo en minutos autorizado para cebar el sistema.

III.3.3.10. Análisis del cálculo:

Dado que la central cuenta con dos unidades de generación independientes, de 160 MW cada una, en donde se cuenta con un condensador de un paso y cajas de agua divididas por unidad, tenemos, que para propósitos de cálculo, analizaremos solamente un condensador y posteriormente aumentaremos el cálculo al doble, para así abarcar finalmente la capacidad total del sistema.

(⁷) TOMADO DE LA REFERENCIA NÚMERO 7.

(⁸) TOMADO DE LA REFERENCIA NÚMERO 8.

(¹²) TOMADO DE LA REFERENCIA NÚMERO 12.

III.4. Desarrollo del cálculo del sistema:

III.4.1. Determinación del aire liberado en las cajas del condensador "A" (condiciones en verano).

Los datos de funcionamiento en verano del equipo en cuestión, para la realización de este cálculo en la Central Termoelectrica Rosarito II son los siguientes:

Tabla III.4 1. datos de funcionamiento para condiciones en verano	
Prestión barométrica	$P_1 = 29.921$ Pulg. Hg. A.
Presión de entrada al condensador	$P_2 = 23.485$ Pulg. Hg. A.
Presión de salida del condensador	$P_3 = 13.582$ Pulg. Hg. A.
Temperatura atmosférica	$T_1 = 75.2$ °F
Temperatura de entrada al condensador	$T_2 = 75.2$ °F
Temperatura de salida del condensador	$T_3 = 94.82$ °F
Flujo de agua de circulación	$G = 38041$ gpm

Para poder sustituir valores en las ecuaciones:

$$Q = (W_1 - W_2) \times (V_{m2}) \times \frac{\text{gpm}}{1000} \times (0.1) \quad (\text{Ecuación III.3 3 2})$$

$$Q = (W_2 - W_3) \times (V_{m3}) \times \frac{\text{gpm}}{1000} \times (0.1) \quad (\text{Ecuación III 3.3.2'})$$

Es necesario determinar los valores de W_1 , W_2 y W_3 . lo cual se logra con las temperaturas y presiones de entrada y salida. del condensador "A" respectivamente, en combinación con la curva (A) anexa.

Entrando a la curva (A) con los valores de:

$T_1 = 75.2 \text{ }^\circ\text{F}$ $P_1 = 29.921 \text{ Pulg. Hg. A.}$	Tenemos: $W_1 = 0.190 \text{ lb. Aire / 1000 galones}$
$T_2 = 75.2 \text{ }^\circ\text{F}$ $P_2 = 23.485 \text{ Pulg. Hg. A.}$	Tenemos: $W_2 = 0.149 \text{ lb. Aire / 1000 galones}$
$T_3 = 94.82 \text{ }^\circ\text{F}$ $P_v = 13.582 \text{ Pulg. Hg. A.}$	Tenemos: $W_3 = 0.067 \text{ lb. Aire / 1000 galones}$

De la curva (B) obtenemos el volumen de la mezcla con las presiones y temperaturas de entrada y salida. respectivamente.

Entrando con los valores de:

$T_2 = 75.2 \text{ }^\circ\text{F}$ $P_2 = 23.485 \text{ Pulg. Hg. A.}$	Tenemos: $V_2 = 17 \text{ pies}^3 / \text{lb. Aire seco}$
$T_3 = 94.82 \text{ }^\circ\text{F}$ $P_3 = 13.582 \text{ Pulg. Hg. A.}$	Tenemos: $V_3 = 35 \text{ pies}^3 / \text{lb. Aire seco}$

El aire liberado a la entrada de las cajas de agua del condensador ("A") será; sustituyendo en la ecuación (III.3.3.2) tenemos:

$$Q_{\text{"A"}} = (0.190 \text{ lb. aire} - 0.149 \text{ lb. aire}) \times \left(\frac{17 \text{ pies}^3}{\text{lb. aire}} \right) \times \left(\frac{38041 \text{ gpm}}{1000 \text{ galones}} \right) \times (0.1)$$

$$\underline{Q_{\text{"A"}} = 2.6514 \text{ acfm}} \quad (Q_{\text{"A"}} = 4.5 \text{ m}^3/\text{h})$$

El aire liberado a la salida de las cajas de agua del condensador ("A") será: sustituyendo en la ecuación (III.3.3.2) tenemos.

$$Q_{A''} = (0.149 \text{ lb. aire} - 0.067 \text{ lb. aire}) \times \left(35 \frac{\text{Pies}^3}{\text{lb. aire}} \right) \times \left(\frac{38041 \text{ gpm}}{1000 \text{ galones}} \right) \times (0.1)$$

$$\underline{Q_{A''} = 10.9177 \text{ acfm}} \quad (Q_{A''} = 18.55 \text{ m}^3/\text{h})$$

Como tenemos dos condensadores en la central, el flujo total de aire liberado a la entrada de las cajas de agua, de ambos condensadores será:

$$Q_{\text{total de entrada}} = (Q_{A''}) \times (2) \\ = (10.9177 \text{ acfm}) \times (2)$$

$$\underline{Q_{\text{total de entrada}} = 5.3028 \text{ acfm}} \quad (Q_{\text{total de entrada}} = 9 \text{ m}^3/\text{h})$$

El flujo total de aire liberado a la salida, de las cajas de agua, de ambos condensadores será:

$$Q_{\text{total de salida}} = (Q_{A''}) \times (2) \\ = (10.9177 \text{ acfm}) \times (2)$$

$$\underline{Q_{\text{total de salida}} = 21.8354 \text{ acfm}} \quad (Q_{\text{total de salida}} = 37.1 \text{ m}^3/\text{h})$$

El flujo total de aire liberado en las cajas de agua, de ambos condensadores en condiciones en verano será:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{total de entrada}} + Q_{\text{total de salida}}$$

$$Q_{\text{total}} = 5.3028 \text{ acfm} + 21.8354 \text{ acfm}$$

$\underline{Q_{\text{total}} = 27.1382 \text{ acfm}} \quad (Q_{\text{total}} = 46.1 \text{ m}^3/\text{h})$
--

III.4.2. Determinación del aire liberado, en las cajas de agua del condensador “A” (condiciones en invierno):

Los datos de funcionamiento en invierno del equipo en cuestión, para la realización de este cálculo en la Central Termoeléctrica Rosarito II son los siguientes:

Tabla III 4 2. datos de funcionamiento para condiciones en invierno	
Presión barométrica	$P_1 = 29\ 921$ Pulg. Hg. A.
Presión de entrada al condensador	$P_2 = 23.485$ Pulg. Hg. A.
Presión de salida del condensador	$P_3 = 13.582$ Pulg. Hg. A.
Temperatura atmosférica	$T_1 = 54.14$ °F
Temperatura de entrada al condensador	$T_2 = 54.14$ °F
Temperatura de salida del condensador	$T_3 = 73.79$ °F
Flujo de agua de circulación	$G = 38041$ gpm

Para poder sustituir valores en las ecuaciones:

$$Q = (W_1 - W_2) \times (V_{m2}) \times \frac{\text{gpm}}{1000} \times (0.1) \quad (\text{Ecuación III.3.3.2})$$

$$Q = (W_2 - W_3) \times (V_{m3}) \times \frac{\text{gpm}}{1000} \times (0.1) \quad (\text{Ecuación III.3.3.2'})$$

Es necesario determinar los valores de W_1 , W_2 y W_3 , lo cual se logra con las temperaturas y presiones de entrada y salida, del condensador “A” respectivamente, en combinación con la curva (A) anexa

Entrando a la curva (A) con los valores de:

$T_1 = 54.14$ °F	Tenemos: $W_1 = 0.23$ lb. aire / 1000 galones
$P_1 = 29.921$ Pulg. Hg. A.	
$T_2 = 54.14$ °F	Tenemos: $W_2 = 0.18$ lb. aire / 1000 galones
$P_2 = 23.485$ Pulg. Hg. A.	
$T_3 = 73.79$ °F	Tenemos: $W_3 = 0.084$ lb. aire / 1000 galones
$P_3 = 13.582$ Pulg. Hg. A.	

De la curva (B) obtenemos el volumen de la mezcla con las presiones y temperaturas de entrada y salida, respectivamente.

Entrando con los valores de:

$T_2 = 54.14 \text{ }^\circ\text{F}$	Tenemos: $V_2 = 17 \text{ pies}^3 / \text{lb. Aire seco}$
$P_2 = 23.485 \text{ Pulg. Hg. A.}$	
$T_3 = 73.79 \text{ }^\circ\text{F}$	Tenemos: $V_3 = 32 \text{ pies}^3 / \text{lb. Aire seco}$
$P_3 = 13.582 \text{ Pulg. Hg. A.}$	

El aire liberado a la entrada de las cajas de agua del condensador ("A") será, sustituyendo en la ecuación (III.3.3.2) tenemos:

$$Q_{\text{"A"}} = (0.23 \text{ lb. aire} - 0.18 \text{ lb. aire}) \times \left(17 \frac{\text{Pies}^3}{\text{lb. aire}} \right) \times \left(\frac{38041 \text{ gpm}}{1000 \text{ galones}} \right) \times (0.1)$$

$$\underline{Q_{\text{"A"}} = 3.2334 \text{ acfm}} \quad (Q_{\text{"A"}} = 5.5 \text{ m}^3/\text{h})$$

El aire liberado a la salida de las cajas de agua del condensador ("A") será; sustituyendo en la ecuación (III.3.3.2') tenemos:

$$Q_{\text{"A'}} = (0.18 \text{ lb. aire} - 0.084 \text{ lb. aire}) \times \left(32 \frac{\text{Pies}^3}{\text{lb. aire}} \right) \times \left(\frac{38041 \text{ gpm}}{1000 \text{ galones}} \right) \times (0.1)$$

$$\underline{Q_{\text{"A'}} = 11.6861 \text{ acfm}} \quad (Q_{\text{"A'}} = 19.85 \text{ m}^3/\text{h})$$

Como tenemos dos condensadores en la central; el flujo total de aire liberado a la entrada de las cajas de agua, de ambos condensadores será.

$$Q_{\text{total de entrada}} = (Q_{\text{"A"}}) \times (2)$$

$$= (3.2334 \text{ acfm}) \times (2)$$

$$\underline{Q_{\text{total de entrada}} = 6.4668 \text{ acfm}} \quad (Q_{\text{total de entrada}} = 11 \text{ m}^3/\text{h})$$

El flujo total de aire liberado, a la salida de las cajas de agua, de ambos condensadores será:

$$Q_{\text{total de salida}} = (Q_{\text{A}}) \times (2)$$

$$= (11.6861 \text{ acfm}) \times (2)$$

$$\underline{Q_{\text{total de salida}} = 23.3722 \text{ acfm}} \quad (Q_{\text{total de salida}} = 39.7 \text{ m}^3/\text{h})$$

El flujo total de aire liberado en las cajas de agua, de ambos condensadores en condiciones en invierno será:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{total de entrada}} + Q_{\text{total de salida}}$$

$$Q_{\text{total}} = 6.4668 \text{ acfm} + 23.3722 \text{ acfm}$$

$$\boxed{Q_{\text{total}} = 29.839 \text{ acfm} \quad (Q_{\text{total}} = 50.7 \text{ m}^3/\text{h})}$$

NOTA:

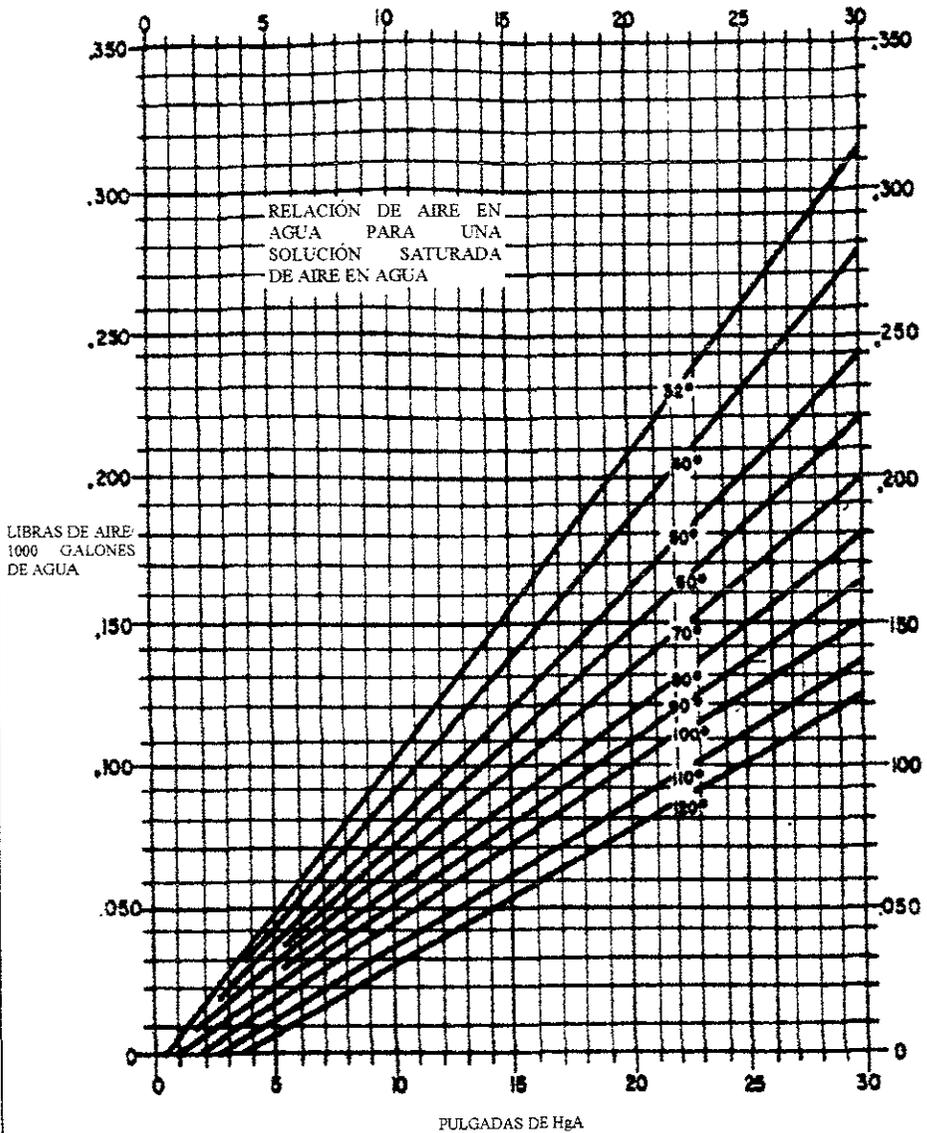
Para propósitos de cálculo del sistema de vacío, requerido para las cajas de agua de los dos condensadores, en la Central Termoeléctrica Rosarito II, se utilizará el valor mayor obtenido, del flujo total de aire liberado, en las dos condiciones (condiciones en verano o invierno), así como el valor de la presión de salida en las cajas de agua, para este caso tenemos un valor mayor para las condiciones en invierno, por tal motivo utilizaremos dichas condiciones.

$$Q_{\text{total}} = 29.839 \text{ acfm}$$

$$P_{\text{salida}} = 13.582 \text{ Pulg. Hg. A.}$$

Del manual del fabricante (NASH), tenemos que, la presión de succión a la cuál debe operar la bomba, puede ser determinada, sustrayendo de la presión mínima de descarga en las cajas de agua; la caída de presión en la válvula de cebado, la caída de presión en la línea de succión y la caída de presión en el tanque de control. Por tanto, tenemos:

$$P_{\text{succion}} = P_{\text{salida cajas de agua}} - (\Delta P_{\text{en válvula de cebado}} + \Delta P_{\text{línea de succión}} + \Delta P_{\text{tanque de control}})$$



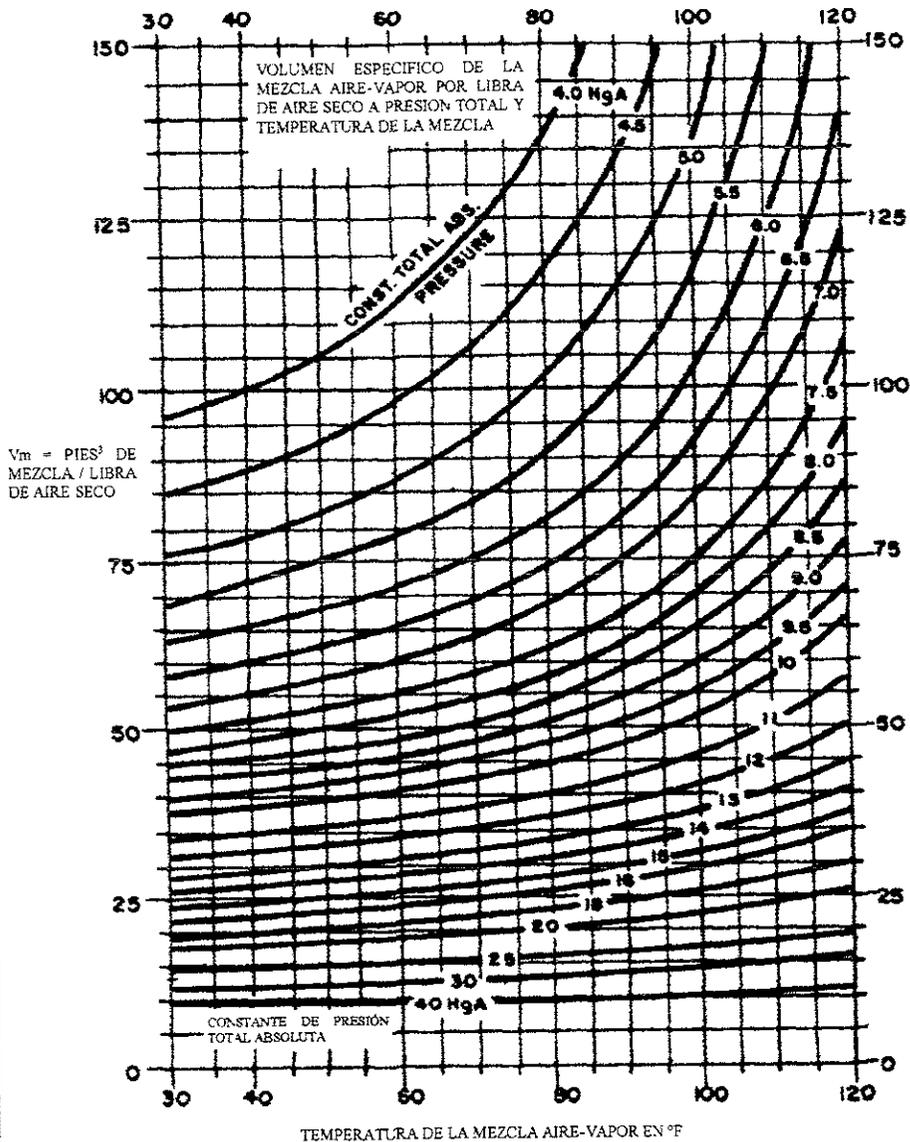
CARTA "A"

ENEP ARAGON

TESIS PROFESIONAL

FIGURA N° III.4.1.1

TOMADA DE LA REFERENCIA
NÚMERO 7



CURVA "B"

ENEP ARAGON

TESIS PROFESIONAL

FIGURA N° III.4.1.2.

TOMADA DE LA REFERENCIA
NÚMERO 7

III.4.3. Selección de la válvula de cebado:

Entrando a la carta de la pagina B-306 la cuál se anexa a continuación, con los valores de: flujo de aire a la salida de las cajas de agua del condensador y la presión de salida, para las condiciones en invierno, las cuales son más críticas, tenemos:

$$Q_{\text{salida}} = 23.3722 \text{ acfm}$$

$$P_{\text{salida}} = 13.582 \text{ Pulg. Hg. A.}$$

Para una válvula de cebado, con tamaño de 1-1/4 x 9/16

Se tiene una caída de presión a través de la válvula de 0.8 Pulg. Hg.

Para una válvula de cebado, con tamaño de 3/4 x 5/16

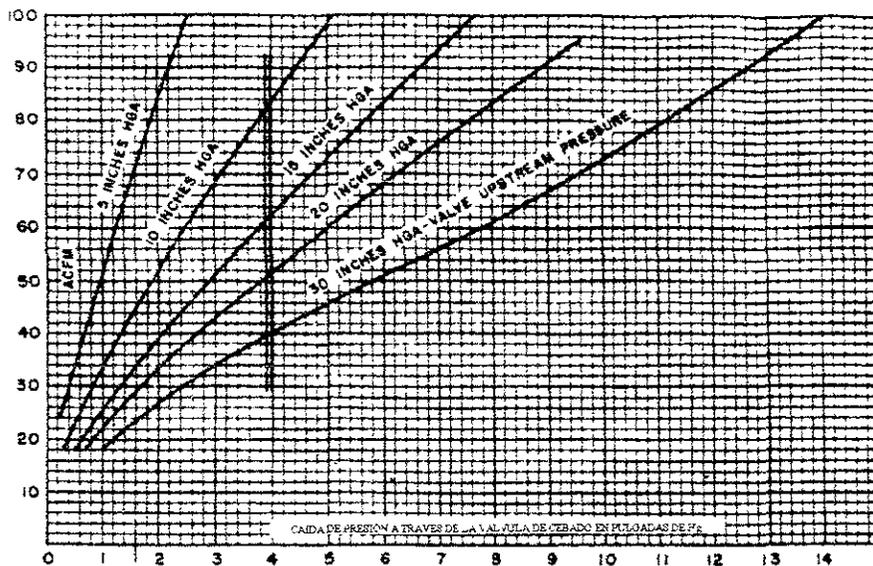
Se tiene una caída de presión a través de la válvula de 4.8 Pulg. Hg.

Para el sistema de vacío propuesto en este trabajo, seleccionamos válvulas de cebado de 1-1/4 x 9/16, ya que la caída de presión es mucho menor, y con ello tendremos una menor presión de succión de la bomba, lo que se refleja en una bomba de menor capacidad y de menor costo

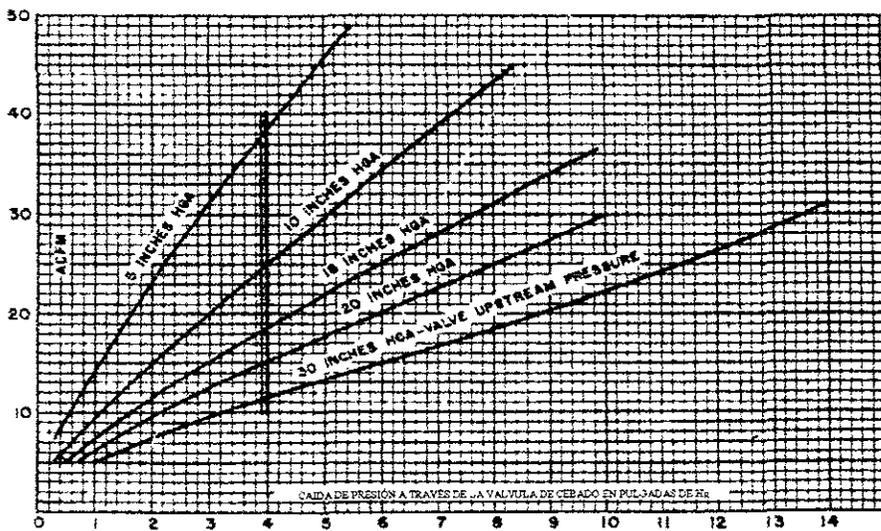
Por tanto tenemos que, las válvulas de cebado seleccionadas para el sistema son: de 1-1/4 x 9/16 pulgadas, con una caída de presión de 0.8 Pulg.Hg.

Del manual del fabricante (NASH), tenemos que, la tubería sugerida para la instalación y buen funcionamiento de las válvulas seleccionadas debe de tener un diámetro nominal de 2 pulgadas, por tal motivo es el diámetro de tubería que utilizaremos en el sistema.

CAPACIDAD DE LAS VALVULAS DE CEBADO NASH TAMAÑO DE 1-1/4 X 9/16



CAPACIDAD DE LAS VALVULAS DE CEBADO NASH, TAMAÑO DE 3/4 X 5/16



ENEP ARAGON
TESIS PROFESIONAL
FIGURA N° III.4.3.1.
TOMADA DE LA REFERENCIA NÚMERO 7

III.4.4. Determinación de la caída de presión, en la línea del sistema:

La figura III.4.4.1. anexa a continuación, muestra el diagrama de distribución de equipo necesario, así como los accesorios, y las longitudes de tuberías estándar necesarias, para el funcionamiento eficiente, del sistema de vacío propuesto en este trabajo. La línea de succión es simétrica en ambos condensadores, con ello garantizamos, que, calculando la caída de presión en la línea de succión mas larga, en cualquiera de los dos condensadores, tendremos la máxima caída de presión en la línea de succión del sistema. Por tanto tenemos.

- Longitud de la tubería = 24 m
- 5 codos de 90°
- 4 conexiones en " T "
- 2 Válvulas de compuerta

Del manual, flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías (CRANE), seleccionamos una tubería comercial de acero, de espesor estándar (cédula 40), con un diámetro nominal de 2 pulgadas, con las siguientes características:

Diámetro exterior = 60.3 mm.

Espesor = 3.91 mm.

Diámetro interior = 52.5 mm.

Para la realización de este cálculo utilizaremos el siguiente modelo matemático:

$$\Delta P = \frac{(28 \times 10^{-8})(K)(W^2)(v)}{(d^4)} \quad \text{(Ecuación III.3.3.4)}$$

Donde.

ΔP = Caída de presión en lb./pulg.²

K = Coeficiente de resistencia

W = Caudal en lb./hr.

v = Volumen específico en Pies³/lb.

d = Diámetro en pulg.

28×10^{-8} = Factor de conversión

Primeramente obtendremos los coeficientes de resistencia (K), para los accesorios y la longitud de tubería requerida, por lo cuál tenemos.

$$K = (f_T) \times (L/D)$$

Para la tubería comercial de acero, de diámetro nominal de 2 pulgadas, tenemos un factor de fricción (f_T) = 0.019

Accesorios	Cantidad	L/D por unidad	L/D total
Codo de 90°	5	30	150
Conexión en " T "	4	60	240
Válvula de compuerta	2	8	16
Suma de L/D =			406

Para el total de accesorios tenemos:

$$K_{\text{acce}} = (f_T) \times (\text{Suma de L/D})$$

$$K_{\text{acce}} = (0.019) \times (406)$$

$$K_{\text{acce}} = 7.714$$

Para la tubería tenemos:

Longitud recta de la tubería = 24 m

$$24 \text{ m} \times \frac{3.281 \text{ Pies}}{1 \text{ m}} = 78.744 \text{ Pie}$$

$$K_{\text{tub}} = (f_T) \times (L/D)$$

$$K_{\text{tub}} = \frac{(0.019) \times (78.744 \text{ Pie}) \times (12 \text{ Pulg.})}{(2.066 \text{ Pulg.}) \times (1 \text{ Pie})}$$

$$K_{\text{tub}} = 8.69$$

$$K_{\text{total}} = K_{\text{acce}} + K_{\text{tub}}$$

$$K_{\text{total}} = 7.714 + 8.69$$

$$K_{\text{total}} = 16.404$$

Sustituyendo valores en la ecuación

$$\Delta P = \frac{(28 \times 10^{-8})(K)(W^2)(v)}{(d^4)}$$

Tenemos:

$$\Delta P = \frac{(28 \times 10^{-8})(16.404)(197.47)^2(9.066)}{(2.066)^4}$$

$\begin{aligned} \Delta P &= 0.0891 \text{ lb./pulg.}^2 \\ &= 0.1814 \text{ Pulg. Hg.} \\ &= (0.61 \text{ Kpa}) \end{aligned}$
--

Cálculo de la velocidad del flujo del sistema:

La velocidad, puede ser determinada mediante el siguiente modelo matemático:

$$V = \frac{3.06 W}{d^2 \rho}$$

Donde:

W = Caudal en lb./h

d = Diámetro interior en Pulg.

ρ = Densidad en lb./pies³

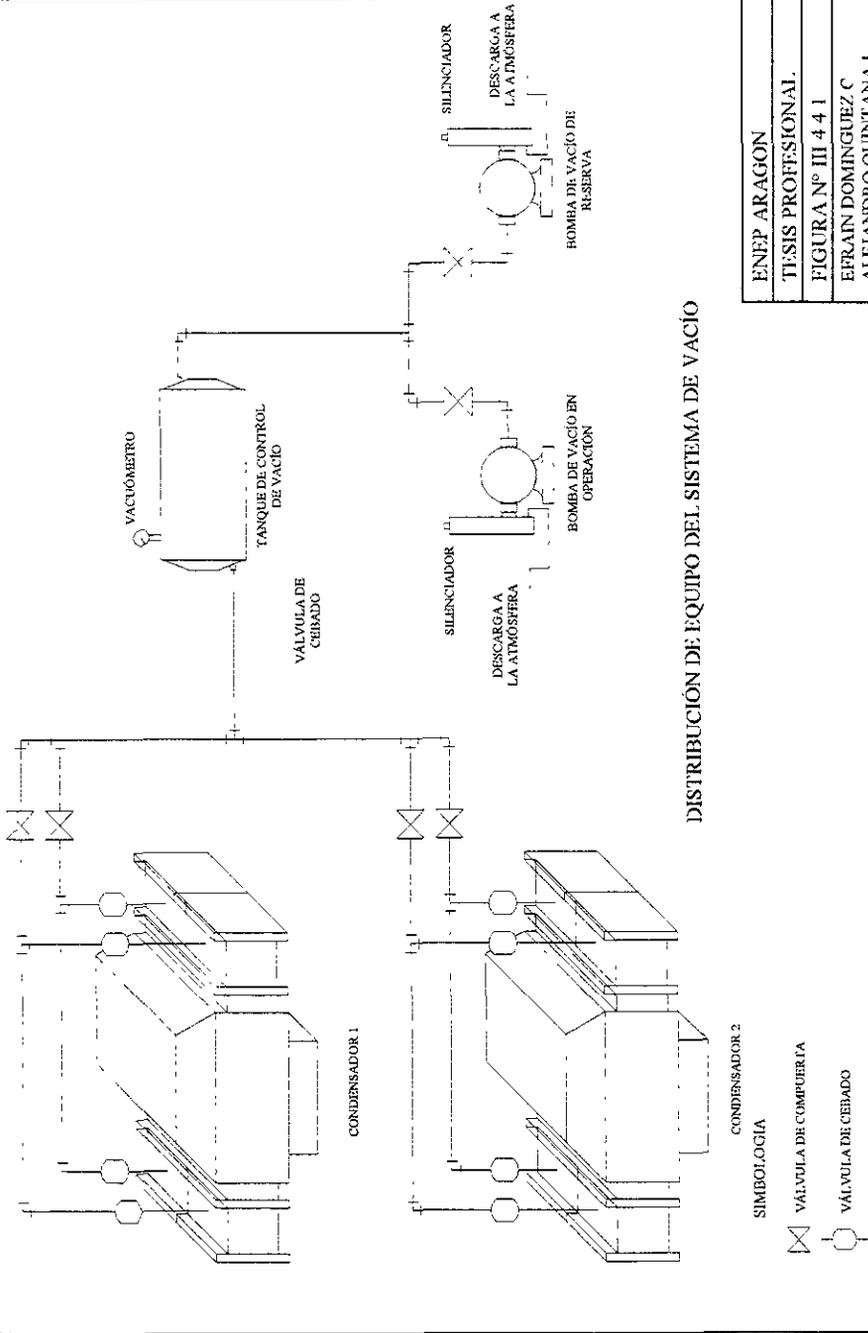
V = Velocidad en Pies/min

$$V = \frac{(3.06) \times (197.47)}{(2.066)^2 \times (0.1103)}$$

$V = 1283.47 \text{ Pies/min.}$

$$1283.47 \frac{\text{Pies}}{\text{min.}} \times 1 \frac{\text{min.}}{60 \text{ s}} = 21.39 \text{ Pies/s.}$$

$V = 21.39 \text{ Pies/s.} \quad (V = 6.52 \text{ m/s})$
--



DISTRIBUCIÓN DE EQUIPO DEL SISTEMA DE VACIO

ENEP ARAGON
TESIS PROFESIONAL.
FIGURA Nº III 4 4 1
EPRAIN DOMINGUEZ C
ALEJANDRO QUINTANA I.

SIMBOLOGIA

	VÁLVULA DE COMPUESTA
	VÁLVULA DE VACIO CERRADA

III.4.5. Presión a la entrada del tanque de control de vacío:

El cálculo se determinará utilizando la ecuación de Weymouth, respecto al punto III.3 3.5

$$P_2 = \sqrt{P_1^2 - \frac{(T) \times (q'h)^2 \times (Sg) \times (L)}{(520) \times (28)^2 \times (d^{5.335})}}$$

El criterio utilizado para ello es, que, la presión de vacío de salida en las cajas de agua es la correspondiente a la considerada en el cálculo del gradiente hidráulico en operación normal ($P_3 = -5.643$ mca).

$$P_3 = 13.582 \text{ pulg. Hg. A.}$$

$$T_3 = 94.82 \text{ }^\circ\text{F}$$

Para ello contamos con los siguientes datos:

$$P'_1 = 13.582 \text{ Pulg. Hg. A.} \times 0.4912 = 6.6714 \text{ PSI A.}$$

$$T = 94.82 \text{ }^\circ\text{F} + 460 = 554.82 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$Q = 29.839 \text{ Pies}^3/\text{min. (en condiciones de flujo)}$$

$$Sg = 1$$

$$d = 2.066 \text{ Pulg.}$$

$L_m =$ Longitud estándar de la tubería + Longitud equivalente debida a los accesorios.

$$\text{Longitud estándar de la tubería} = 78.74 \text{ Pies} \cong 79 \text{ Pies}$$

La longitud equivalente de los accesorios, entrando al nomógrama de la pagina A-51 CRANE, con $K = 7.714$ y diámetro nominal = 2 Pulg.

Tenemos:

$$\text{Longitud equivalente debida a los accesorios} = 70 \text{ Pies.}$$

$$L_m = 79 + 70 = 149 \text{ Pies.}$$

$$L_m = 149 \text{ Pies} \times \frac{1 \text{ m}}{3.2808 \text{ Pies}} \times \frac{1 \text{ milla}}{1609.34 \text{ m}} = 0.0282 \text{ millas}$$

La cantidad de pies cúbicos por minuto de aire comprimido a cualquier presión, es inversamente proporcional a la presión absoluta y directamente proporcional a la temperatura absoluta. Por tanto, para pasar el flujo en condiciones de flujo, a condiciones normales (14.7 PSI A. y 60 °F), se tiene:

$$\frac{14.7}{14.7 + P} \times \frac{460 + ^\circ F}{520} \times Q$$

$$q'h = \frac{14.7}{14.7 + 6.6714} \times \frac{460 + 94.82}{520} \times 29.839$$

$$q'h = 21\,898 \text{ Pies}^3/\text{min} \text{ (en condiciones estándar)}$$

$$21.898 \frac{\text{Pies}^3}{\text{min.}} \times \frac{60 \text{ min.}}{1 \text{ h}}$$

$$q'h = 1313.88 \text{ Pies}^3/\text{h}$$

Sustituyendo en la ecuación tenemos:

$$P'_2 = \sqrt{(6.6714)^2 - \frac{(554.82) \times (1313.88)^2 \times (1) \times (0.0282)}{(520) \times (28)^2 \times (2.066)^{5.335}}}$$

$$P'_2 = 6.567 \text{ PSI A}$$

$$P'_2 = 13.37 \text{ Pulg. Hg. A.}$$

NOTA: Como se puede ver, la presión a la entrada del tanque de control de vacío es ligeramente menor que la presión de salida de las cajas de agua del condensador, esta diferencia es únicamente debida a la pérdida de presión en la tubería y los accesorios de esta. Esto lo podemos comprobar restando la caída de presión en la línea de succión del sistema (punto III.4.4.) a la presión de salida de las cajas de agua del condensador.

$$\text{Presión a la entrada del tanque de control de vacío} = 13.37 \text{ Pulg. Hg. A.} \quad (42.27 \text{ Kpa})$$

III.4.6. Dimencionamiento del tanque de control de vacío:

Para determinar la capacidad del tanque de vacío, entramos a la carta mostrada en la pagina B-401 del manual del fabricante (NASH), la cuál se anexa a continuación. A dicha carta debemos entrar, con el flujo total de aire liberado en las cajas de agua de ambos condensadores en condiciones estándar y la presión de entrada al tanque de control de vacío, por tanto, tenemos:

$$Q_{\text{total}} = 29.839 \text{ acfm}$$

$$P_{\text{entrada}} = 13.37 \text{ Pulg. Hg. A.}$$

Para pasar el flujo total de aire a condiciones estándar, tenemos:

$$\text{scfm} = \text{acfm} \times \frac{\text{Presión de operación en Pulg. Hg. A.}}{\text{Presión barométrica en Pulg. Hg.}}$$

$$P_1 = 29.921 \text{ Pulg. Hg.}$$

$$P_3 = 13.37 \text{ Pulg. Hg. A.}$$

$$\text{scfm} = 29.839 \times \frac{13.37}{29.921} = 13.33 \text{ scfm}$$

$$Q_{\text{total}} = 13.33 \text{ scfm}$$

De la carta mostrada en el manual del fabricante entrando con el valor de:

$$Q_{\text{total}} = 13.33 \text{ scfm}$$

se tiene:

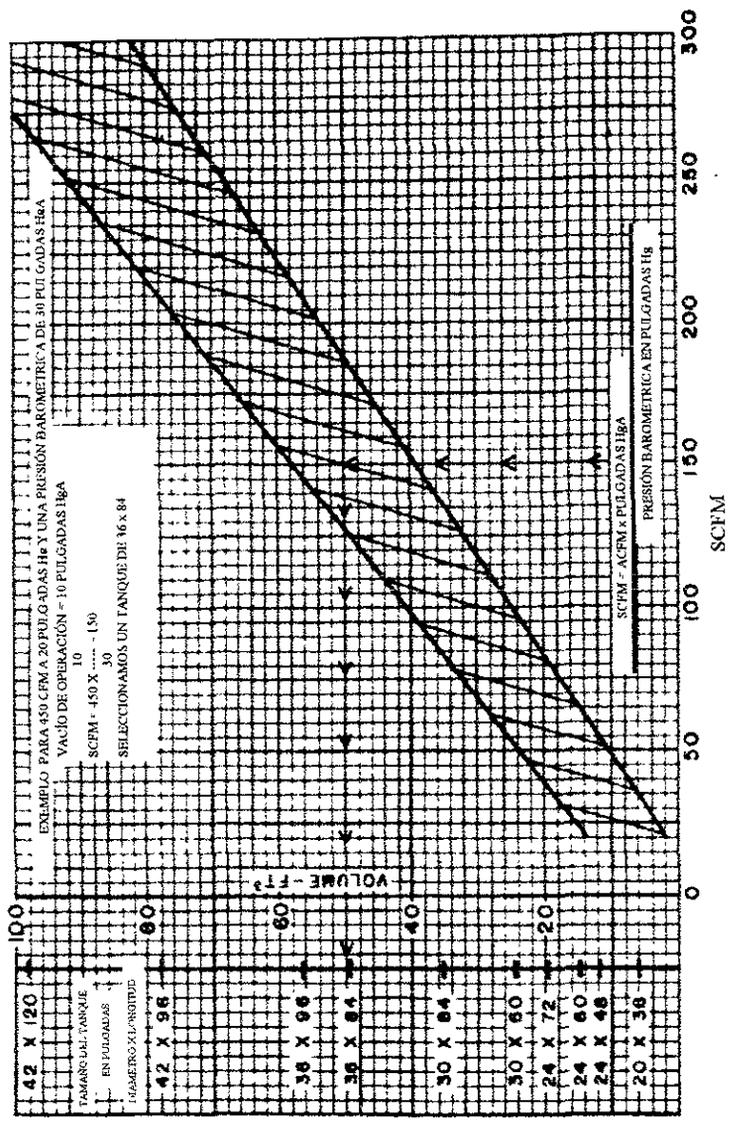
$$\text{Volumen del tanque} = 10 \text{ Pies}^3$$

Para seguridad del sistema, indicamos a continuación las dimensiones reales del tanque de vacío:

$$24 \text{ Pulg. de diámetro} \times 48 \text{ Pulg. de longitud (609.6 mm} \times 1219.2 \text{ mm.)}$$

$$\text{Volumen real del tanque} = 12 \text{ Pies}^3 \quad (0.34 \text{ m}^3)$$

CARTA PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE VACÍO



ENEP ARAGON

TESIS PROFESIONAL

FIGURA N° III.4.6.1.

TOMADA DE LA REFERENCIA
NÚMERO 7

III.4.7. Determinación de la capacidad y presión de succión de la bomba de vacío:

Del punto III.3 3 7 tenemos:

$$P_{\text{de succión}} = P_{\text{salida cajas de agua}} - (\Delta P_{\text{válvula de vacío}} + \Delta P_{\text{línea de succión}} + \Delta P_{\text{tanque de control}})$$

$$P_{\text{de succión}} = 13.582 - (0.8 + 0.1814 + 1)$$

$$\boxed{P_{\text{de succión}} = 11.6 \text{ Pulg.Hg. A.} \quad (P_{\text{de succión}} = 39.28 \text{ Kpa A})}$$

$$\text{Capacidad} = F_{\text{de entrada}} \times \frac{P_{\text{de entrada}}}{P_{\text{de succión}}} \times F_{\text{de salida}} \frac{P_{\text{de salida}}}{P_{\text{de succión}}}$$

$$\text{Capacidad} = 6.4668 \times \frac{23.485}{11.6} + 23.3722 \times \frac{13.582}{11.6}$$

$$\boxed{\text{Capacidad} = 40.46 \text{ acfm} \quad (\text{Capacidad} = 68.74 \text{ m}^3/\text{h})}$$

III.4.8. Selección de la bomba de vacío:

Entrando a las curvas de desempeño de las bombas de vacío NASH, con:

Presión de succión = 11.6 Pulg. Hg. A.

Capacidad de la bomba = 40.46 acfm

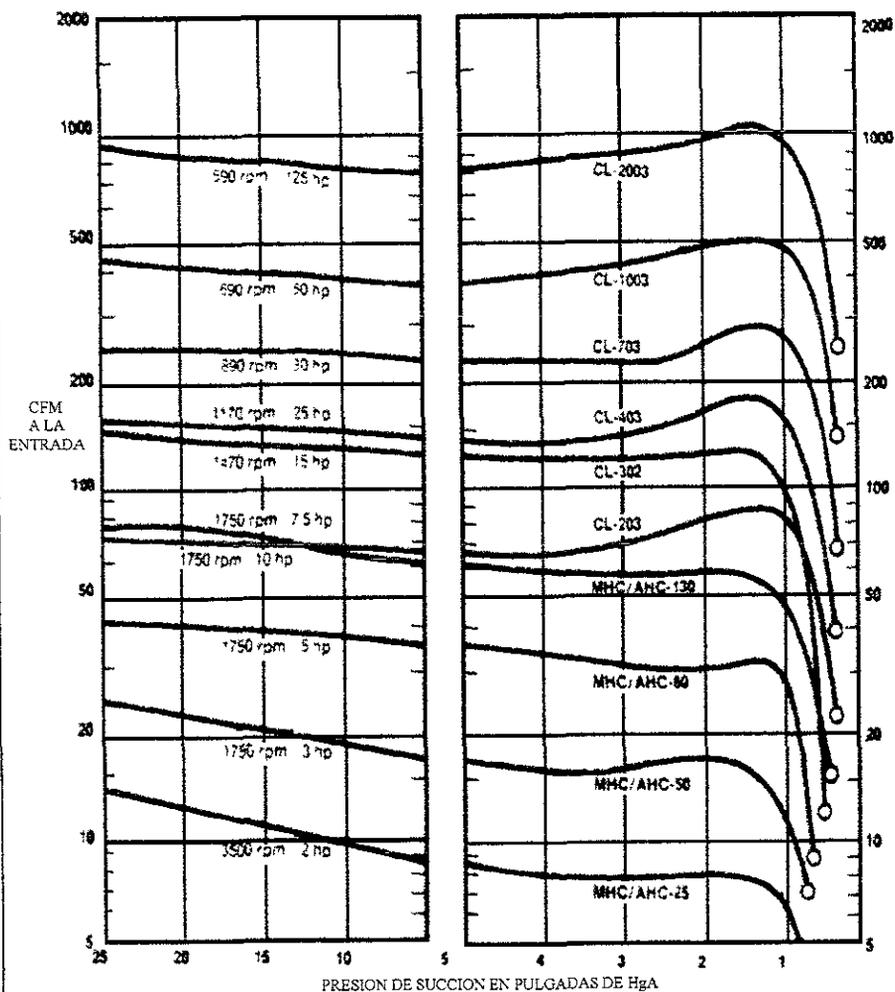
Seleccionamos una bomba de vacío NASH

Modelo AHC-80

1750 RPM

5 HP

NOTA: esta selección se hace de acuerdo a las curvas de desempeño mostradas en la figura III.4.8.1. El modelo AHC-80 aunque ocupa un mayor espacio en longitud de instalación que el modelo MHC-80, es seleccionado debido a que por tener extensiones de eje por motor separado se facilita su mantenimiento, esto lo podemos ver en la figura III.4.8.2.



CURVAS DE DESEMPEÑO PARA BOMBAS DE VACIO NASH, EN PIES CUBICOS POR MINUTO DE AIRE, EN CONDICIONES DE ENTRADA DE 60 °F Y 50% DE HUMEDAD

LA PRESION DE DESCARGA ESTÁNDAR ES DE 30 PULGADAS DE HgA

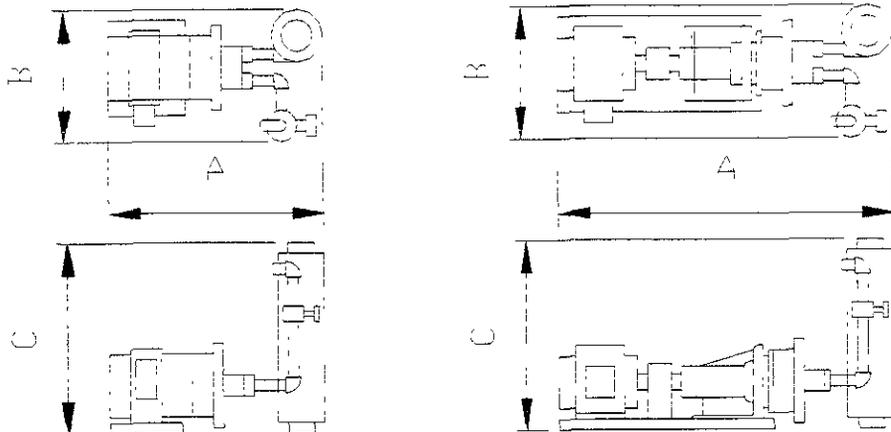
EL LIQUIDO COMPRIMIDO ES AGUA EN UN RANGO DE TEMPERATURAS DE ENTRE 60 Y 80 °F

ENEP ARAGON

TESIS PROFESIONAL

FIGURA N° III.4.8.1.

TOMADA DE LA REFERENCIA
NÚMERO 8



BOMBAS DE VACÍO MODELOS	A	B	C
	DIMENSIONES EN PULGADAS		
MHC-130	48	30	44
MHC-80	38	24	40
MHC-50	31	18	34
MHC-25	28	14	34

BOMBAS DE VACÍO MODELOS	A	B	C
	DIMENSIONES EN PULGADAS		
AHC-130	65	30	44
AHC-80	56	24	40
AHC-50	50	18	34
AHC-25	40	14	34

DIMENSIONES DE INSTALACIÓN, PARA LAS BOMBAS DE VACÍO NASH MODELOS MHC Y AHC

LAS BOMBAS DE VACÍO NASH MODELOS MHC Y AHC SON CONSTRUIDAS EN HIERRO FUNDIDO CON ROTORES EN BRONCE, A ECEPCIÓN DE LOS MODELOS MHC-25 Y AHC-25 QUE SON EN SU TOTALIDAD DE BRONCE

ENEP ARAGON

TESIS PROFESIONAL

FIGURA Nº III.4.8.2

TOMADA DE LA REFERENCIA
NÚMERO 8

III.4.9. Determinación del tiempo de cebado del sistema de vacío:

De acuerdo a la ecuación

$$CFM = \frac{(V_T) \times (C_f) \times (1.15)}{t}$$

Tenemos.

Para la línea de succión, se tiene una longitud de tubería de 79 pies y 2 pulgadas de diámetro; entrando a la carta C anexa a continuación, para una tubería de 2 pulgadas de diámetro tenemos:

$$\text{Volumen en la línea de succión} = (0.0233 \text{ Pies}^2) \times (79 \text{ Pies}) = 1.84 \text{ Pies}^3$$

$$\text{Volumen en la carcasa de la bomba, de acuerdo a especificación (NASH)} = 2 \text{ Pies}^3$$

$$\text{Volumen en el tanque de control de vacío} = 12 \text{ Pies}^3.$$

$$V_T = 1.84 + 2 + 12 = 15.84 \text{ Pies}^3$$

$$C_f = 1.33$$

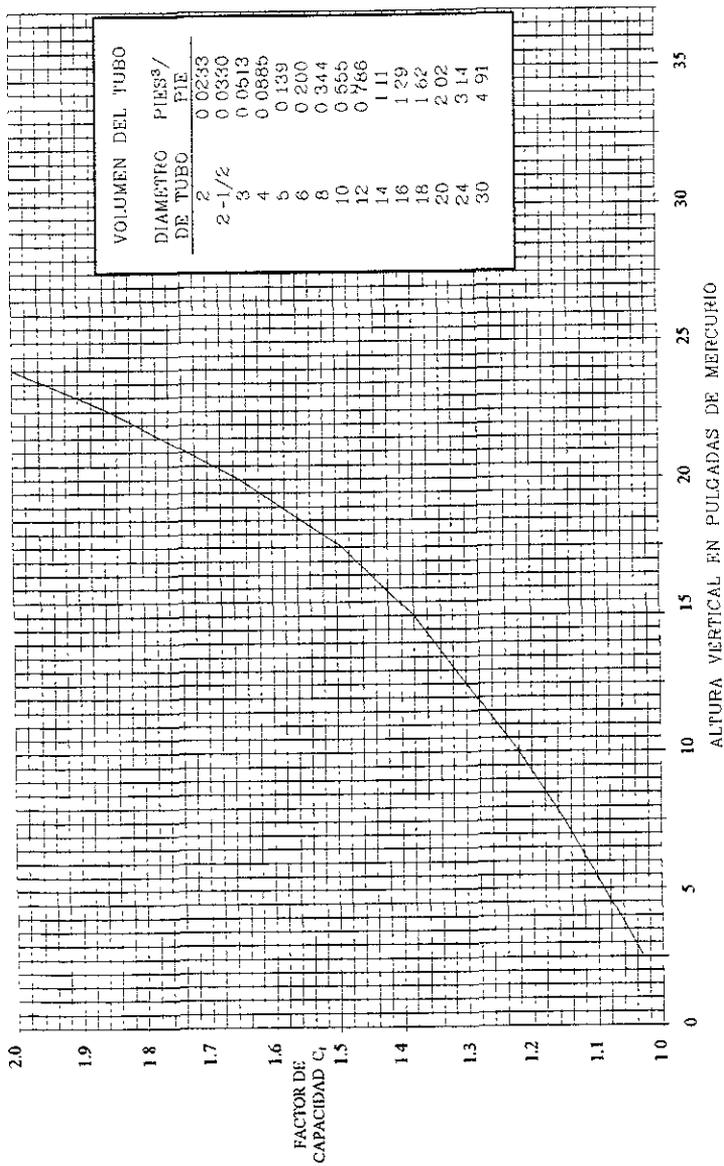
$$t = \frac{(V_T) \times (C_f) \times (1.15)}{CFM} = \frac{(15.84) \times (1.33) \times (1.15)}{40.46}$$

$$t = 0.5987 \text{ min.}$$

$$0.5987 \text{ min.} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min.}} = 35.92 \text{ s}$$

$$1 \text{ min.}$$

$t = 35.92 \text{ s}$



CURVA C, FACTOR DE CAPACIDAD PARA BOMBAS DE CEBADO DE VACÍO NASH

ENEP ARAGÓN

TESIS PROFESIONAL

FIGURA N° III 49 I

TOMADA DE LA REFERENCIA
NÚMERO 7

III.4.10. Tabla de resultados:

Central Termoelectrica Rosarito II, Capacidad 320 MW

ESTA TESIS PERTENECE A LA BIBLIOTECA

Tabla de resultados	
Flujo total de aire liberado en las cajas de agua en ambos condensadores	29.839 acfm (50.7 m ³ /h)
Presión absoluta de salida en las cajas de agua	13.582 Pulg. Hg. A. (46 Kpa A)
Válvula de cebado	Tamaño 1-1/4 x 9/16 Pulg. Caída de presión 0.8 Pulg. Hg (2.7 Kpa)
Caída de presión en la línea de succión del sistema	$\Delta P = 0.0891 \text{ lb./Pulg.}^2$ = 0.1814 Pulg. Hg = (0.61 Kpa)
Velocidad de flujo del sistema	$V = 21.39 \text{ Pies/s}$ = (6.52 m/s)
Dimensiones del tanque de vacío	Diámetro = 24 Pulg. = (609.6 mm) Longitud = 48 Pulg. = (1219.2 mm) Volumen real = 12 Pies ³ = (0.34 m ³)
Presión a la entrada del tanque de vacío	$P = 13.37 \text{ Pulg. Hg. A.}$ = (45.28 Mpa)
Presión de succión de la bomba de vacío	$P_{\text{de succión}} = 11.6 \text{ Pulg. Hg. A.}$ = (39.28 Kpa)
Capacidad de la bomba de vacío	40.46 acfm (68.74 m ³ /h)
Tiempo de cebado del sistema de vacío	35.92 s

III.5. Selección final del equipo:

Esta selección esta hecha en base a los resultados obtenidos del cálculo anterior, basado en especificaciones y estándares del fabricante, garantizando con ello, la selección del equipo de vacío más apropiado, para cubrir las necesidades de cebado en los condensadores de superficie de la Central Termoeléctrica Rosarito II. Debido a esto el sistema de vacío propuesto tendrá las siguientes características.

Equipo seleccionado			
Componente	Cantidad	Materiales de construcción	Especificaciones
Bomba de vacío NASH	2	Construidas en hierro fundido con rotores en bronce.	Modelo AHC-80 1750 RPM 5 HP
Válvula de cebado NASH	8	Construidas en hierro fundido.	Tamaño 1-1/4 x 9/16 Pulg. (31.75 mm x 14.29 mm) Caída de presión 0.8 Pulg.Hg. (2.7 Kpa)
Tanque de control de vacío	1	Acero	Diámetro = 24 Pulg. (609.6 mm) Longitud = 48 Pulg. (1219.2 mm) Volumen = 12 Pies ³ (0.34 m ³)
Tubería	24 m	Acero	Acero comercial órdula 40 Diámetro nominal 2 Pulg. (50.8 mm)
Accesorios			
- Codos de 90°	5	Acero	
- Conexiones en "T"	4	Acero	Diámetro nominal 2 Pulg.
- Válvulas de compuerta	2	Hierro fundido	(50.8 mm)

III.6. Análisis técnico-económico:

En esta sección haremos un análisis sobre el impacto directo que tiene la variación del vacío existente en el condensador, en relación a la eficiencia y consumo térmico unitario del ciclo de generación. El análisis se hará en base a un estudio realizado por NASH (Boletín NASH FLASH SIC. No. 4911, Volumen 001 "Improving Power Plant Heat Rate = Rapid Financial Payback", 1998), y se reflejara a una operación de 20 años (que es el tiempo de servicio que le resta a la Central Termoeléctrica Rosarito II) contra el costo de implantación del sistema de vacío propuesto en este trabajo, el costo de implantación involucrará:

- a) Costo de adquisición del sistema de vacío.
- b) Costo del equipo de control utilizado para el sistema propuesto.
- c) Costo por mantenimiento del equipo.
- d) Costo por consumo de energía y agua desmineralizada para su funcionamiento.

III.6.1. Costos operativos por pérdida de presión de vacío en el condensador:

En base al estudio realizado por NASH se tiene que, la pérdida en la eficiencia por operar sin el sistema de vacío es de 0.228 %, esto se refleja en un mayor costo por consumo de combustible, el cual puede calcularse con la siguiente expresión:

$$\text{Ahorro} = (\text{Costo de combustible}) (\text{Horas/año}) (\text{FP}) (\Delta\text{CTU}) (\text{Potencia})$$

Donde:

Ahorro = Ahorro anual debido a la implantación del sistema de vacío en USD

Costo de combustible en USD/KJ

Horas/año = Tiempo anual de operación de la Central Termoeléctrica en horas

FP = Factor de planta de la Central Termoeléctrica

ΔCTU = Disminución del CTU en KJ/KW h

Potencia = Potencia de la central en KW

III.6.1.1. Eficiencia y Consumo Térmico Unitario de la Central Termoeléctrica Rosarito II:

Datos de operación de la Central Termoeléctrica Rosarito II:

- Potencia = 320 MW
- CTU al 100 % de carga = 8195.35 KJ/KW h
- Factor de planta = 69 %
- Costo nivelado del combustoleo = 2.16×10^{-6} USD/KJ

Tenemos:

$$\eta = \frac{1}{\text{CTU}}$$

$$\text{CTU} = \frac{\text{KJ}}{\text{KW hr}} \Rightarrow \frac{\text{KJ}}{\frac{\text{KJ}}{\text{s}} \text{ h}} \Rightarrow \frac{\text{s}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \Rightarrow \frac{1}{3600}$$

$$\text{CTU} = \frac{1}{3600}$$

$$\eta = \frac{1}{\frac{1}{3600} \text{ CTU}} \times 100$$

$$\eta = \frac{3600}{\text{CTU}} \times 100$$

$$\text{CTU} = \frac{3600}{\frac{\eta}{100}}$$

En base a lo anterior, para la Central Termoelectrica Rosarito II, tenemos

$$\eta = \frac{3600}{8195.35} \times 100$$

$$\eta = 43.927 \%$$

Del estudio realizado por NASH, se tiene que con la implantación del sistema de vacío se obtiene un aumento en la eficiencia de 0.228 %, por tanto.

$$\eta = 43.927 \% + 0.228 \%$$

$$\eta = 44.155 \%$$

$$CTU = \frac{3600}{\frac{44.155}{100}} = 8153.1 \text{ KJ/KW h}$$

$$\Delta CTU = 8195.35 - 8153.1 = 42.25 \text{ KJ/KW h}$$

Sustituyendo valores en:

$$\text{Ahorro} = (\text{Costo de combustible}) (\text{Horas/año}) (FP) (\Delta CTU) (\text{Potencia})$$

Tenemos:

$$\text{Ahorro} = (2.16 \times 10^{-6} \text{ USD/KJ}) \times (8760 \text{ h/año}) \times (0.69) \times (42.25 \text{ KJ/KWh}) \times (320000 \text{ KW})$$

$$\text{Ahorro} = 176\,515.82 \text{ USD/año}$$

Calculando este ahorro a valor presente, considerando los 20 años de servicio restantes de la central y una tasa de retorno del 10 % capitalizada anualmente, tenemos: (del libro Ingeniería Económica, autores: José A. Sepúlveda, William E. Souder, y Byron S. Gottfried) un factor de valor presente de 8.51, por tanto el ahorro a valor presente será:

$$\text{Ahorro a valor presente} = (176\,515.82) \times (8.51) = 1\,502\,149.63 \text{ USD}$$

III.6.2. Costo de implantación del sistema de vacío:

III.6.2.1. Costo de adquisición del sistema de vacío:

Para efecto de cálculo de esta parte, utilizaremos información de una cotización realizada para CFE, por parte de la empresa Representaciones y Procesos Industriales, S.C. (representante de NASH en México), del día 29 de Julio de 1999.

La cotización presentada, incluye únicamente los costos de las bombas de vacío y válvulas de cebado, por lo que para efecto de este cálculo aumentaremos el costo en un 50 % del total cotizado, para así obtener una aproximación sobre los costos del equipo faltante (tanque de control de vacío de 12 Pie³ de capacidad, equipo de control requerido, tubería y accesorios).

EQUIPO REQUERIDO	PRECIO DEL EQUIPO
2 Bombas de vacío NASH modelo AHC-80	18 806.00 USD
8 Válvulas de cebado NASH tamaño 1-1/4 x 9/16	10 960.00 USD
1 Tanque de control de vacío de 12 Pie ³	
Equipo de control	14 803.00 USD
Tubería y accesorios	
	Costo total = 44 649.00 USD

III.6.2.2. Costo por mantenimiento del equipo:

Según tecnólogos podemos considerar un 5 % del costo total del equipo, por tanto, tenemos:

Costo por mantenimiento = 2 232.45 USD

III.6.2.3. Costo por consumo de energía y agua desmineralizada:

a) Costo por consumo de energía a valor presente:

El consumo de energía es debido únicamente al funcionamiento de la bomba y puede ser calculado mediante la siguiente expresión:

$$\text{Gasto a valor presente} = \text{HP} \times (0.746) \times (\text{CDP} + \text{CCE})$$

Donde:

HP = Potencia del motor

0.746 = Factor de conversión de HP a KW

CDP = Costo por demanda de potencia

CCE = Costo por consumo de energía a valor presente

De referencias de CFE, se tiene que el costo por demanda de potencia para esta central es de 924 USD/KW, y el costo por consumo de energía puede calcularse como:

$$\text{CCE} = (\text{CTU}) \times (\text{CNC}) \times (\text{HS/año}) \times (\text{FVP})$$

Donde:

CTU = Consumo Térmico Unitario de la central en KJ/KW h

CNC = Costo nivelado del combustóleo en USD/KJ

HS/año = Horas de servicio al año del equipo instalado

FVP = Factor de valor presente (en este caso, para una vida de servicio de 20 años y una tasa de retorno del 10%)

De los puntos III.4.8. y III.4.9. respectivamente, se tiene que la bomba de vacío tiene una potencia de 5 HP y funciona aproximadamente 40 segundos en cuatro ocasiones al día, suponiendo que la bomba trabajara 5 minutos diarios tenemos:

Tiempo de funcionamiento al día = 0.084 h

Tiempo de funcionamiento al año = 30.66 h

Por tanto:

$$\text{CCE} = (8153.1 \text{ KJ/KW h}) \times (2.16 \times 10^{-6} \text{ USD/KJ}) \times (30 \text{ 66 h}) \times (8.51)$$

$$\text{CCE} = 4.6 \text{ USD/KW}$$

$$\text{Gasto a valor presente} = (5 \text{ HP}) \times (0.746 \text{ KW/HP}) \times (924 \text{ USD/KW} + 4.6 \text{ USD/KW})$$

$$\text{Gasto a valor presente} = 3 \text{ 463.67 USD}$$

b) Costo por consumo de agua desmineralizada para repuesto de la bomba:

De referencias de CFE se tiene que el costo de agua desmineralizada es de 1 4283 USD por m³, teniendo en cuenta que la bomba requiere de un gasto de 3 galones por minuto y trabajara 5 minutos al día, tenemos:

$$\text{Consumo de agua al día} = 15 \text{ galones}$$

$$\text{Consumo de agua al año} = 5475 \text{ galones}$$

$$\text{Consumo de agua al año} = 20.72 \text{ m}^3$$

$$\text{Gasto por consumo de agua desmineralizada} = (20.72) \times (1.4283)$$

$$\text{Gasto por consumo de agua desmineralizada} = 29.6 \text{ USD al año}$$

Calculando el costo a valor presente, para los 20 años de servicio y una tasa de retorno del 10 % tenemos:

$$\text{Gasto por consumo de agua desmineralizada a valor presente} = (29.6 \text{ USD}) \times (8.51)$$

$$\text{Gasto por consumo de agua desmineralizada a valor presente} = 251.90 \text{ USD}$$

III.6.3. Valor presente neto:

El valor presente neto (VPN) es positivo si y sólo si el valor total de los ingresos (en dinero del año cero), excede la cantidad invertida (en dinero del año cero); dicho de otra manera, cuando y sólo cuando la cantidad original ganando interés compuesto a una tasa i por n años sea insuficiente para generar los rendimientos. Para que una propuesta sea económicamente aceptable, el VPN debe ser positivo o, en el peor de los casos, cero (en cuyo caso, la inversión apenas sería suficiente para generar los ingresos).

Del cálculo anterior tenemos:

Ahorro anual = 176 515.82 USD

Costo de adquisición del sistema de vacío = 44 649.00 USD

Costo anual por mantenimiento = 2 232.45 USD

Costo anual por consumo de energía = 407.01 USD

Costo anual por consumo de agua desmineralizada = 26.60 USD

Tomando en cuenta los 20 años de servicio restantes de la central y una tasa de retorno del 10 % anual, el valor presente neto de la inversión será:

$$VPN = - 44\ 649.00 + \{ (176\ 515.82 - 2\ 232.45 - 407.01 - 26.60) \times (P/A, 10\%, 20) \}$$

De tablas $(P/A, 10\%, 20) = 8.51$

$$VPN = - 44\ 649.00 + \{ (173\ 849.76) \times (8.51) \}$$

$$VPN = 1\ 434\ 812.45 \text{ USD}$$

El valor presente neto es positivo, por tal razón podemos decir que la inversión en la implantación del sistema de vacío es deseable.

III.6.4. Razón Beneficio-Costo

La razón beneficio-costo (B/C) se usa para evaluar un proyecto con relación a su costo, y se define como.

$$B/C = \frac{B - D}{C}$$

Donde:

B = Representa el valor equivalente de los beneficios asociados con el proyecto

D = Representa el valor equivalente de las desventajas

C = Costo neto del proyecto

Nota: para que un proyecto sea deseable $B/C > 1$

Del cálculo anterior tenemos:

Ahorro a valor presente = 1 502 149.63 USD

Costo de adquisición del sistema de vacío a valor presente = 379 962.99 USD

Mantenimiento del equipo a valor presente = 18 998.15 USD

Costo por consumo de energía a valor presente = 3 463.67 USD

Costo por consumo de agua desmineralizada a valor presente = 251.90 USD

Entonces:

B = 1 502 149 63 USD

D = 18 998.15 + 3 463.67 + 251.90 = 22 713.73 USD

C = 379 962 99 USD

Por tanto.

$$B/C = \frac{1\,502\,149.63 - 22\,713.73}{379\,962.99} = 3.89$$

La razón B/C es mayor a 1, por tal motivo, el proyecto presentado en este trabajo de tesis es deseable.

III.6.5. Periodo de recuperación de la inversión:

El periodo de recuperación (PR) es el tiempo requerido para recuperar una inversión inicial, sin tomar en cuenta el valor del dinero en el tiempo:

$$PR = \frac{\text{Inversión}}{A - G}$$

Donde.

A = Ahorro anual

G = Gasto anual

$$PR = \frac{44\,649.00}{176\,515.82 - 2\,669.06} = 0.2568 \text{ años}$$

El periodo de recuperación de la inversión será:

$$PR = (0.2568) \times (12) = 3.08 \text{ meses}$$

IV ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con los resultados obtenidos en el cálculo anterior, podemos darnos cuenta de que el equipo propuesto en este trabajo de tesis es relativamente pequeño, que requiere un espacio no mayor a 10 m^2 para su instalación y consume poca energía (3.73 KW) para su funcionamiento. Además el tiempo de funcionamiento es mínimo (35 s) en cuatro ocasiones al día, aproximadamente 2.5 minutos diarios, esto es debido a que la bomba de vacío tiene la capacidad de cebar el sistema en este breve lapso de tiempo.

En base al análisis económico realizado, se puede concluir, que el sistema de vacío propuesto en este trabajo es altamente rentable, ya que al instalar dicho sistema, se tiene un ahorro debido a un menor consumo de combustible, este ahorro a valor presente es de 1 502 149.63 dólares, considerando los 20 años de servicio restantes de la central. La inversión inicial requerida para la implantación de este sistema es de 44 649.00 dólares, teniendo una razón beneficio/costo favorable (3.893) y un periodo de recuperación de aproximadamente 3 meses.

Ventajas de la implantación del sistema de vacío:

- Mayor control de la presión de vacío en el condensador.
- Mayor eficiencia de condensación.
- Reducción de los costos de generación en centrales termoelectricas.
- Inversión inicial baja.
- Requerimiento de un espacio reducido para su instalación.

V CONCLUSIONES

Con esta tesis se pretende dar a conocer un sistema, con el cual, se puede mejorar la eficiencia de los condensadores de superficie. Dicho sistema es muy conveniente y rentable, como se puede ver en el análisis técnico económico elaborado en este estudio, pues se puede observar que el equipo se paga en tan solo tres meses de servicio.

El sistema propuesto en este trabajo, puede ser adaptado a un variado número de aplicaciones en diferentes tipos de condensadores de superficie de un solo paso. Tomando en cuenta las necesidades para cada servicio, se puede realizar el cálculo para seleccionar el sistema de acuerdo a la capacidad requerida.

En nuestro caso el sistema de vacío fue calculado y seleccionado para un condensador en una central termoeléctrica, pero ello no quiere decir que sea la única aplicación que pueda dársele.

En la elaboración de esta tesis, nos dimos cuenta, que existe poca información sobre este tipo de equipos, además de que la existente generalmente se consigue en inglés y con cierta dificultad.

En general, debido a la necesidad existente de crear mayor número de centrales de generación de electricidad y a más bajo costo, presentamos este trabajo de tesis, dando una idea general sobre el funcionamiento y selección del sistema de vacío propuesto, teniendo la intención de que en un futuro se ahonde más en el tema, y con ello algún día se fabriquen este tipo de equipos en México.

RECOMENDACIONES:

- El cálculo del aire liberado en las cajas de agua del condensador, debe realizarse tanto para las condiciones de servicio en verano, como en invierno y se deberá considerar el mayor valor obtenido de dichas condiciones para continuar el cálculo del sistema de vacío completo.
- Para la selección de la válvula de cebado, se deberá tomar en cuenta la cantidad mayor de aire liberado en las cajas de agua, este valor generalmente es el de las cajas de agua a la salida del condensador. Además de que la válvula seleccionada no debe tener más de 4 pulgadas de mercurio de caída de presión para el servicio requerido.
- Si al entrar a la carta para dimensionamiento del tanque de vacío, nos encontramos en un valor intermedio del marcado en la carta, seleccionaremos el tanque de capacidad mayor, más próximo al valor que nosotros requerimos.
- Cuando el valor referido a la capacidad de la bomba de vacío, se encuentre próximo a dos diferentes modelos de bombas de vacío podremos seleccionar la de menor capacidad y por consiguiente de menor precio, siempre y cuando se cubran por completo las necesidades del servicio.

BIBLIOGRAFÍA

1.- CENTRALES ELÉCTRICAS I

ANGEL LUIS ORILLE FERNÁNDEZ

EDICIONES UPC

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CATALUNYA

2.- INGENIERÍA TERMODINÁMICA

M. DAVID BURGHARDT

2ª EDICIÓN

IMPRESO EN 1984

IMPRESO EN MÉXICO

EDITORIAL HARLA

3 - MANUAL DE DISTRIBUCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE EQUIPO,

CENTRAL TERMOELÉCTRICA PRESIDENTE JUÁREZ

COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD

IMPRESO EN DICIEMBRE DE 1990

IMPRESO EN MÉXICO

4.- PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

DONALD Q. KERN

9ª IMPRESIÓN

IMPRESO EN NOVIEMBRE DE 1974

IMPRESO EN MÉXICO

EDITORIAL CONTINENTAL

5.- PLANTAS DE VAPOR. ARRANQUE, PRUEBA Y OPERACIÓN

SWIFT DONALD

1ª EDICIÓN EN ESPAÑOL

IMPRESO EN 1965

IMPRESO EN MÉXICO

EDITORIAL CECSA

6.- STEAM POWER PLANT ENGINEERING

G.F. GEBHARDT

JOHN WILEY AND SONS

7.- NASH EQUIPMENT FOR POWER PLANT SERVICE BOLETIN 434-E

THE NASH ENGINEERING COMPANY

IMPRESO EN 1971

IMPRESO EN U.S.A.

8.- NASH MULTISTAGE VACUUM PUMPS BOLETIN 499-C

THE NASH ENGINEERING COMPANY

IMPRESO EN 1974

IMPRESO EN U.S.A.

9.- NASH VACUUM PUMPS AND COMPRESSORS BOLETÍN N° 503-B

THE NASH ENGINEERING COMPANY

IMPRESO EN 1974

IMPRESO EN U.S.A.

10 -NASH PRIMING VALVES BOLETIN 564-A

THE NASH ENGINEERING COMPANY

IMPRESO EN U.S.A.

11.-NASH FLASH SIC. No 4911 VOLUMEN 001

THE NASH ENGINEERING COMPANY

IMPRESO EN 1998

IMPRESO EN U.S.A

12 -FLUJO DE FLUIDOS EN VÁLVULAS. ACCESORIOS Y TUBERÍAS

PREPARADO POR LA DIVISIÓN DE INGENIERÍA DE CRANE

PRIMERA EDICIÓN EN ESPAÑOL

IMPRESO EN FEBRERO DE 1987

IMPRESO EN MÉXICO

EDITORIAL MC. GRAW HILL

13 -INGENIERÍA ECONÓMICA

JOSÉ A. SEPÚLVEDA, WILLIAM E. SOUDER, BYRON S. GOTTFRIED

1ª EDICIÓN EN ESPAÑOL

IMPRESO EN JUNIO DE 1992

IMPRESO EN MÉXICO

EDITORIAL MC GRAW HILL

14.-EL VACÍO Y SUS APLICACIONES

LAURA TALAVERA / MARIO FARÍAS

SEP FONDO DE CULTURA ECONÓMICA

15 -OBTENCIÓN Y APLICACIONES INDUSTRIALES DEL VACÍO

PEDRO EGEA GIL

EDITORIAL GUSTAVO GILI

APENDICE

FACTORES DE CONVERSIÓN

Metros cúbicos (m^3)

x 35 315
x 1000
x 1.3080
x 264.2
x 220

= Pies cúbicos (Pies³)
= Litros (l)
= Yardas cúbicas (Yd³)
= Galones (US gal)
= Galón imperial (imp gal)

Metros cúbicos por hora (m^3/hr)

x 0.2778
x 4 403

= Litros por segundo (l/seg.)
= Galones por minuto (US gal/min.)

Pie de agua (Pie H₂O) a 20 °C

x 2.984
x 0.2984
x 0.8811
x 0.03042
x 62.32
x 0 4328
x 0.02945

= Kilopascal (Kpa)
= Bars (bar)
= Pulgadas de mercurio (Pulg. Hg.) a 0 °C
= Kilogramo por centímetro cuadrado (Kg/cm²)
= Libras por pie cuadrado (lb./Pie²)
= Libras por pulgada cuadrada (PSI)
= Atmósferas (atm)

Pulgadas de mercurio (Pulg. Hg.) a 0 °C

x 3.3864
x 0.03386
x 13 62
x 0.03453
x 70 73
x 0 4912
x 0 03342

= Kilopascales (Kpa)
= Bars (bar)
= Pulgadas de agua (Pulg. H₂O) a 20 °C
= Kilogramo por centímetro cuadrado (Kg/cm²)
= Libras por pie cuadrado (lb./Pie²)
= Libras por pulgada cuadrada (PSI)
= Atmósferas (atm)

Kilogramos por centímetro cuadrado (Kg/cm²)

x 98.07
x 0.9807
x 32 87
x 28.96
x 2048
x 14.223
x 0 9678

= Kilopascales (Kpa)
= Bars (bar)
= Pies de agua (Pies H₂O) a 20 °C
= Pulgadas de mercurio (Pulg. Hg.) a 0 °C
= Libras por pie cuadrado (lb./Pie²)
= Libras por pulgada cuadrada (PSI)
= Atmósferas (atm)

Bars (bar)

x 0.987
x 1.0197
x 33 52
x 14 504
x 100
x 29.53
x 1.0443
x 750.06

= Atmósferas (atm)
= Kilogramos por centímetro cuadrado (Kg/cm²)
= Pies de agua (Pies H₂O) a 20 °C
= Libras por pulgada cuadrada (PSI)
= Kilopascales (Kpa)
= Pulgadas de mercurio (Pulg. Hg.) a °C
= Toneladas por pie cuadrado (ton/Pie²)
= Torr (= mm. Hg. a 0 °C)

SIMBOLOGÍA UTILIZADA

A =	Área
BTU =	Unidad Térmica Británica
BWG =	Calibre
°C =	Grados Centígrados
° F =	Grados Fahrenheit
F =	Fuerza
gpm =	Galones por minuto
H =	Entalpía
h =	Hora
HP =	Caballos de fuerza
Kcal =	Kilocalorías
Kg. =	Kilogramos
KV =	Kilovolts
l =	Litros
lb =	Libras
mm =	Milímetros
mm. Hg. =	Milímetros de mercurio
m =	Metros
m ² =	Metros cuadrados
m ³ =	Metros cúbicos
mca =	Metros columna de agua
mca A. =	Metros columna de agua absolutos
Mpa =	Mega pascales
MW =	Mega watts
MVA =	Mega vatios
W _T =	Trabajo total
P =	Presión

P_{abs} =	Presión absoluta
P_{man} =	Presión manométrica
P_{atm} =	Presión atmosférica
P_v =	Presión de vacío
PSI =	Libras sobre pulgada cuadrada
Pulg. =	Pulgadas
Pulg. ² =	Pulgadas cuadradas
Pulg. Hg. =	Pulgadas de mercurio
Pulg. Hg. A. =	Pulgadas de mercurio absolutas
Q_{entr} =	Calor suministrado
S =	Entropía
s =	Segundos
T =	Temperatura
ton =	Toneladas
V_e =	Volumen específico
ρ =	Densidad
ϕ =	Diámetro
η =	Eficiencia