



**Facultad de Ingeniería
Colectivo de Mecánica Aplicada**

TRABAJO DE DIPLOMA

**Determinación del período óptimo de
limpieza de intercambiadores de calor
utilizando el Criterio del Costo Mínimo**

Autora: Carmen Lilian Rodríguez Pérez

**Tutores: Dr.C. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa
Lic. Yanileisy Rodríguez Calderón**

**Junio 2015
“Año 57 de la Revolución”**

PENSAMIENTOS

El ensuciamiento: el mayor problema no resuelto en el intercambio térmico.

Taborek, J. (1972).

**Ensuciamiento de intercambiadores de calor:
¿Estamos resolviendo el problema?**

Knudsen, J.G. (1984).

AGRADECIMIENTOS

A Mis padres

Por darme todo el apoyo del mundo, por estar siempre a mi lado en los momentos buenos y malos, por mantener el empeño a que estudiara, gracias por su apoyo.

A mis tutores

A mis tutores que me ayudaron y me apoyaron tanto en todo momento, en especial a goyo como le digo cariñosamente, al cual no me alcanzaría mi vida para agradecerle tanta ayuda, comprensión y dedicación, gracias por tu apoyo incondicional, por tu paciencia y por enseñarme tantas cosas para la vida que nunca podría olvidar y harán que siempre te recuerde y te lleve en mi corazón. Te mereces lo mejor de este mundo por ser una persona especial, modesta y sencilla, quizás son pocas mis palabras de agradecimiento pero son sinceras y vienen del corazón.

DEDICATORIA

Le dedico esta tesis a mis padres que son lo más importante en mi vida, los que me dieron la vida, mi razón de ser, los que me han ayudado infinitamente a llegar a este lugar para formarme como Profesional. A mi tutor Goytisoló por sus consejos y compartir sus experiencias conmigo. Gracias por apoyarme en todo, no los voy a defraudar nunca.

RESUMEN

Resumen

En el Programa de Desarrollo de las Fuentes Nacionales de Energía se recalca la necesidad de elevar la eficiencia energética y la apropiada explotación de los equipos e instalaciones, así como los mantenimientos oportunos y de mayor calidad, ya que estas medidas pueden dar resultados con inversiones menores y de rápida recuperación. En General uno de los problemas serios que presenta la Industria de Procesos es que no se aplican al planificar los mantenimientos de los equipos intercambiadores de calor en general, metodologías basadas en criterios económicos para optimizar los períodos de limpieza de las superficies de transferencia de estos, lo que ocasiona gastos complementarios para el país. En el presente trabajo se desarrolla una metodología para la determinación del periodo óptimo entre limpiezas de los enfriadores intermedios de un compresor centrífugo, basada en el criterio económico del costo mínimo, la cual se aplicó a un compresor centrífugo de alto consumo de energía, con tres enfriadores intermedios. Se evaluó además, desde el punto de vista técnico económico, la posibilidad de adquirir un enfriador adicional de reserva para cumplir estrictamente el gráfico entre limpiezas de los enfriadores, sin necesidad de detener el proceso productivo. Se demuestra que esta alternativa es viable económicamente.

ÍNDICE

Índice

Epígrafe	Contenido	Pág.
	Resumen	
	Introducción	1
I	Evolución del estado del arte acerca del cálculo de los intercambiadores de calor en condiciones de elevado grado de ensuciamiento de las superficies de transferencia. Criterios empleados en la Evaluación Económica de Inversiones Energéticas.	6
1.1	Intercambiadores de tubos y coraza y sus partes componentes.	7
1.2	Métodos de cálculo de intercambiadores de calor de tubos y coraza.	10
1.3	Características exteriores de los enfriadores de aire de tubos y coraza.	11
1.4	Intercambiadores de Placas (PHE).	11
1.5	Modelos elaborados para obtener analíticamente las características de los intercambiadores de calor.	13
1.6	Influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia.	15
1.7	Influencia del ensuciamiento en el intercambio térmico y en la Hidrodinámica	16
1.8	El ensuciamiento y su influencia en la economía de las instalaciones de transferencia de calor.	17
1.9	Planeación de métodos de limpieza y frecuencia requerida.	19
1.10	Criterios empleados en la Evaluación Económica de Equipos Energéticos	20
1.10.1	Criterio Universal de los Gastos Reducidos.	20
1.10.2	Valor Actual Neto (VAN).	21
1.10.3	Período de Recuperación o Pay Back.	23
1.10.4	Tasa Interna de Retorno (TIR).	25
1.10.5	Costo del Ciclo de Vida.	25
1.11	Conclusiones parciales del Capítulo I.	26
II	Metodología para la determinación del Período Óptimo de Limpieza de los Intercambiadores de Calor aplicando el Criterio del Costo Mínimo.	28
2.1	Influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia en la transferencia de calor y en la hidrodinámica de los intercambiadores de calor.	29
2.2	Constantes del Modelo y validación mediante su comparación con los resultados experimentales de Aleksandrov.	32
2.3	Metodología para determinar el Período Óptimo de Limpieza en Intercambiadores de Calor	35
2.4	Análisis de los Resultados.	40
2.5	Conclusiones Parciales del Capítulo II.	42

III	Evaluación técnico-económica de la posibilidad de mantener un enfriador de reserva para la realización de la limpieza de los enfriadores de un compresor.	44
3.1	Costo promedio diario de explotación en función del período entre limpiezas de los enfriadores del compresor centrífugo “Nuovo Pignone”.	45
3.2	Evaluación Técnico – Económica de la posibilidad de adquirir un enfriador de reserva para cumplir estrictamente el gráfico de limpieza de los enfriadores intermedios del Compresor 11 CO 1 A.	46
3.3	Análisis de los Resultados.	50
3.4	Conclusiones Parciales	51
	Conclusiones	
	Recomendaciones	
	Bibliografía	

INTRODUCCIÓN

Introducción

En el Programa de Desarrollo de la Fuentes Nacionales de Energía (C.N.E. 1993) se recalcan entre las acciones fundamentales para la elevación de la eficiencia energética: la apropiada explotación de los equipos e instalaciones, los mantenimientos oportunos y de mayor calidad, ya que estas medidas pueden dar resultados prácticamente sin inversiones o con inversiones menores y de rápida recuperación.

En Industria en General uno de los problemas que se presentan es el ensuciamiento de las superficies de los intercambiadores enfriadores de calor tanto del lado del gas como del agente enfriante. Taborek, J. (1972) uno de los investigadores más destacados en el mundo en el ensuciamiento de los intercambiadores de calor plantea que: El ensuciamiento: el mayor problema no resuelto en el intercambio térmico. Revista: Chem. Eng. Progr. USA, vol.68, No.2, p.59-63 y por otro lado: Knudsen, J.G. (1984) se cuestiona: Ensuciamiento de intercambiadores de calor: ¿Estamos resolviendo el problema? Revista: Chem. Eng. Progr. USA vol.80, No.2, p.63-69. Este proceso de incrustaciones de las superficies conduce a la disminución de la capacidad de los enfriadores y en el fluido a enfriar se eleva la temperatura lo que representa generalmente un incremento de la energía consumida en el proceso. La mayoría de los trabajos de investigación que abarcan la dinámica del proceso de ensuciamiento y que implican la elaboración de modelos han sido desarrollados para los derivados del petróleo: (Kern, 1959); (Waltkinson, 1969), (Taborek, 1972); (Taborek, Aoki y Ritter, 1972); (Bott, 1979); (Fassbender, 1985); (Crittenden, 1987); (Kanebetz; 1982). Con agua han sido desarrollados modelos para torres de enfriamiento y condensadores de refrigeración: (Geller, 1961); (Dungi, 1986); (Lahm, 1986) o asociados al proceso de ensuciamiento provocado por productos de la corrosión (Collier, 1986); (Somerscales, 1987). En intercambiadores de tubo y coraza se reportan modelos de ensuciamiento con agua de enfriamiento en los trabajos (Knudsen, 1984); (Mankovskii; 1976); (Reitzer, 1964); (Berman et. al. 1984), En los trabajos de Mankovskii y Berman, los modelos están basados en los datos experimentales dados por (Aleksandrov, 1973). Con agua de mar las investigaciones se han desarrollados para Centrales Termoeléctricas y Nucleares (Dykhno, 1994). En Cuba (Gil Fundora, 1980) caracterizó el proceso de incrustaciones que se produce cuando se utiliza agua de mar como agente enfriante, en

este caso para los enfriadores intermedios del compresor centrífugo 11 CO1 A de la Empresa de Fertilizantes de Cienfuegos y en el trabajo (Pérez Águila, 1984) se investigó el incremento de la potencia que se producía en el compresor por esta causa y recientemente (Cruz Morales, 2014) elaboró un modelo de ensuciamiento para los enfriadores intermedios de los compresores centrífugos. Este modelo fue elaborado para la industria cuando se emplea para el enfriamiento con agua de retorno. Para lograr una explotación eficiente de los intercambiadores enfriadores se requiere conocer: Cómo influyen en las características térmicas e hidrodinámicas del enfriador las variaciones en las condiciones de trabajo, a causa del ensuciamiento de las superficies de transferencia.

Uno de los problemas más serios que presenta la Industria de Procesos en general es que no se aplican al planificar los mantenimientos de los equipos intercambiadores de calor en general, metodologías basadas en criterios económicos para optimizar los períodos de limpieza de las superficies de transferencia de estos, lo que ocasiona gastos complementarios para la empresa y para el país. En el presente trabajo se propone desarrollar una metodología basada en el criterio del costo mínimo para la determinación del período óptimo de limpieza. Se dará un ejemplo de aplicación de este criterio para el caso de los enfriadores intermedios de un compresor centrífugo con un nivel elevado de ensuciamiento, pues se utiliza agua de mar con presencia de numerosos microorganismos como agente enfriante lo que incrusta severamente las superficies de transferencia del lado del agua. La metodología empleada puede ser generalizada en otras aplicaciones

Cuando se evalúa la explotación y el mantenimiento de una instalación industrial cualquiera, como regla se considera que cada una de las alternativas a evaluar responde a un diseño técnico económicamente óptimo. Sin embargo, la determinación del diseño técnico económico óptimo es por sí mismo un problema que requiere cuidadosa atención, tanto por el ingeniero de mantenimiento como por aquellos que realicen la evaluación económicas de las alternativas, ya que en ocasiones no son dos o tres, sino un número muy grande de alternativas las que deben compararse (Portuondo, 2006).

Numerosos casos en la práctica involucran simultáneamente costos que aumentan y otros que disminuyen con un mismo tipo de variación de la magnitud de una variable común. Si existe una relación entre esos costos y la variable, como el costo total está constituido por la suma de esos costos, es lógico pensar que existirá un valor de la variable para la cual el costo total sea mínimo y esta será la alternativa óptima.

La posibilidad del empleo del criterio del costo mínimo para la determinación del período óptimo de limpieza de los enfriadores de los compresores centrífugos, fue descrita por (Goytisoló, 1997) tal como se muestra en la Figura 1. En este caso si los enfriadores no se limpian sistemáticamente, el consumo de energía aumenta con el tiempo de explotación ya que la temperatura del aire comprimido aumente y esto implica mayor demanda de energía en el compresor, sin embargo, el costo de mantenimiento disminuye con el tiempo pues simplemente se gasta menos en limpieza. El costo total de explotación del compresor, que es la suma de ambos costos, tendrá un mínimo para un determinado período de tiempo que será precisamente el período óptimo de limpieza de los enfriadores.

Esto se ilustra en la Figura 1 tomada del trabajo (Goytisoló, 1997), donde la curva I muestra precisamente el incremento del costo de la energía y la curva II la disminución de los costos de explotación. El costo total, curva III que es la suma de ambos tiene su mínimo en un tiempo de explotación determinado, que constituye el período óptimo de limpieza de los enfriadores del compresor.

De esta manera se puede enunciar el **Problema Científico** como: La no aplicación en la práctica de la Industria cubana de metodologías y criterios para optimizar el período de limpieza de los intercambiadores de calor en general.

La **Hipótesis** formulada es la siguiente: Resulta posible elaborar una metodología de cálculo del período óptimo de limpieza de intercambiadores enfriadores de calor para aplicarla a algún intercambiador de la industria que requiera determinar el período óptimo de su limpieza basándose en el criterio económico del costo mínimo.

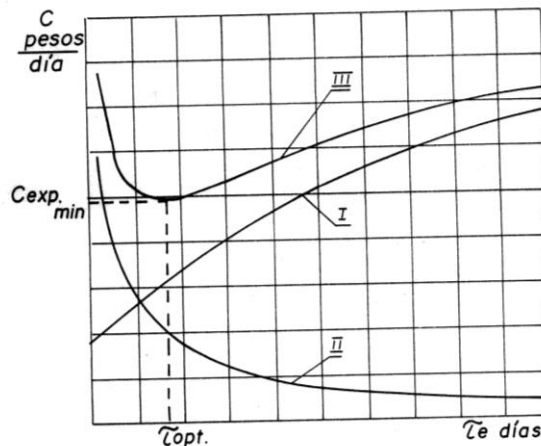


Figura 1. Determinación del período óptimo de limpieza de los enfriadores intermedios de un compresor centrífugo utilizando el criterio del costo mínimo

Objetivo general.

Elaborar una metodología para evaluar, de acuerdo a condiciones concretas de explotación de un intercambiador de calor, en el cual se incrustan las superficies de transferencia y se incrementa el consumo de energía, determinar el período óptimo de limpieza del intercambiador que minimice los costos de explotación.

Objetivos específicos:

1. Profundizar en la literatura en aquellos aspectos de la explotación de los intercambiadores de calor vinculados con el ensuciamiento de las superficies de transferencia de acuerdo a las condiciones del agente enfriante, ya sea agua de retorno o agua de mar y otros aspectos del intercambio térmico y de la hidrodinámica que puedan afectar la explotación en las condiciones de nuestro clima e incrementar los costos de explotación.
2. Recopilar la documentación técnica lo más actualizada posible sobre el estado del arte de los criterios para el análisis técnico económico de proyectos de inversión, que puedan ser utilizados en los propósitos de este trabajo.
3. Elaborar una metodología para la determinación del período óptimo de limpieza de los intercambiadores enfriadores, utilizando el criterio económico del costo mínimo.
4. Evaluar económicamente diferentes alternativas de solución del problema.

La **Metodología General** para la realización del Trabajo de Diploma será la siguiente:

- Realizar la búsqueda bibliográfica para lo cual se aplicarán las técnicas documentales de recopilación de la información como:
 1. Se revisarán los principales trabajos reportados en la literatura y publicados en libros, revistas y memorias de eventos científicos nacionales y extranjeros vinculados con la problemática a resolver.
 2. Se revisarán las principales Trabajos de Diploma realizados en Cuba, Tesis de Maestría realizadas en la Universidad Cienfuegos sobre la problemática mencionada ubicadas en la Intranet de la Universidad (Biblioteca Web) y Tesis de Doctorado realizadas en Cuba asociadas con el Tema de Investigación a enfrentar, así como las Normas Técnicas vinculadas.
- Se aplicarán herramientas para la solución del problema planteado fundamentalmente:
 1. Diagramas de causa efecto del ensuciamiento en la termo transferencia e hidrodinámica de los enfriadores.
 2. Cálculos matemáticos para tomar en cuenta la influencia el incremento del espesor de la capa de incrustaciones en las superficies de transferencia en el incremento de los costos de la energía consumida por la instalación.
 3. Se aplicarán técnicas de computación en la creación de los algoritmos y hojas de cálculo para la determinación del período óptimo de Limpieza y la evaluación técnico económico de las diferentes alternativas analizadas.

CAPÍTULO I

Capítulo I. Evolución del estado del arte acerca del cálculo de los intercambiadores de calor en condiciones de elevado grado de ensuciamiento de las superficies de transferencia. Criterios empleados en la Evaluación Económica de Inversiones Energéticas.

1.1 Intercambiadores de tubos y coraza y sus partes componentes.

Los intercambiadores de tubos y coraza consisten en un haz de tubos, por donde se hace pasar una corriente de intercambio, que se introducen dentro de una coraza en cuyo interior a hace circular la otra corriente de intercambio.

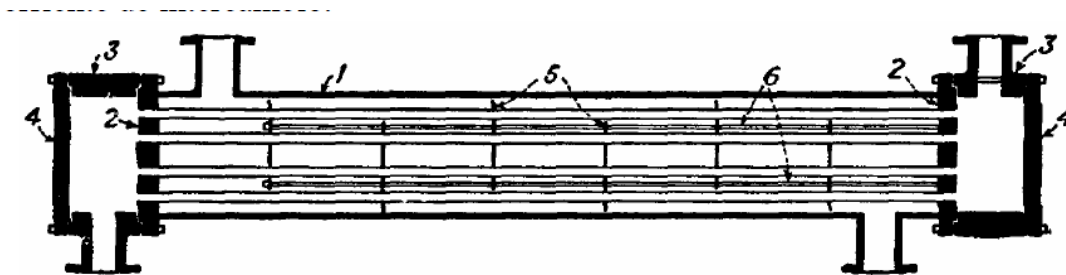
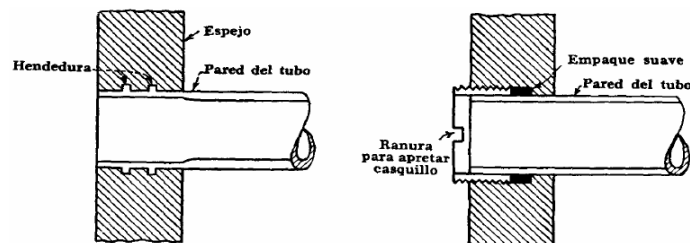


Figura 1.1 Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza

Las partes esenciales del equipo son (Marín, 2007) la Coraza (1), equipada con dos conductos uno de entrada y otro de salida y tiene además dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4), los deflectores transversales o baffles (5) en el lado de la coraza

El intercambiador de calor de tubos y coraza involucra la expansión de un tubo en un espejo, placa ó cabezal, y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones razonables de operación. Se puede observar un claro ejemplo en la Figura 1.2.



- a) Tubo roscado con sello laberíntico. b) Tubo encasquillado con empaquetadura.

Figura 1.2 Tubo roscado y tubo encasquillado

También se puede utilizar la soldadura de los tubos en el cabezal según sea los requerimientos de operación y material de construcción del intercambiador y de los tubos.

Tubos para intercambiadores de calor. Estos se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, acero inoxidable, cobre, admiralty, etc. Se pueden obtener en diferentes espesores de pared definidos con el calibrador BWG. El área que poseen estos tubos representa el área de transferencia de calor que posee el intercambiador.

Espaciado de los tubos. Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. Los tubos se colocan en arreglos ya sea en disposición triangular o cuadrada, tal como se muestran en la Figura 1.3. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la figura.

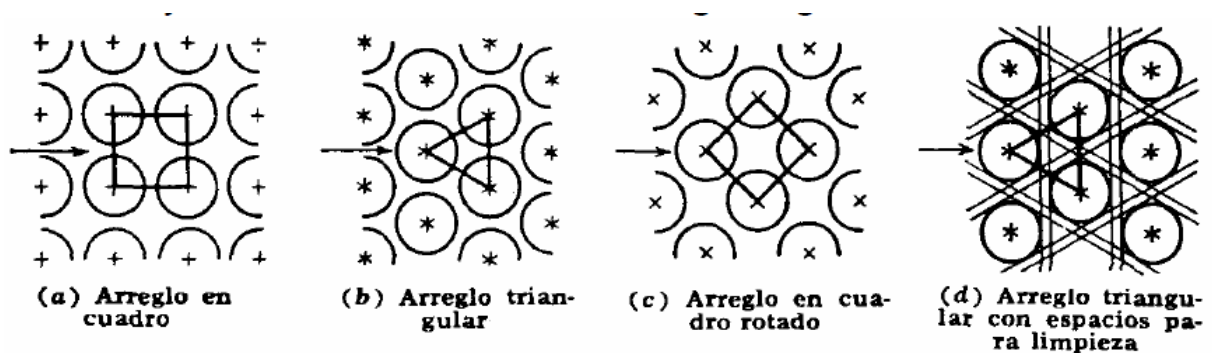


Figura 1.3 Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores

Corazas. Las corazas se fabrican en tuberías de acero. El diámetro varía de acuerdo a las dimensiones de diseño del equipo, del mismo modo, el espesor de la pared de la coraza se incrementa en la medida que aumentan las presiones de operación y a las condiciones de corrosión del sistema para así aumentar la vida útil del equipo.

Cabezal, Espejo o Placa. Es la pieza metálica de la que se sujetan los tubos, ésta debe ser de un material similar al de los tubos para evitar la corrosión galvánica y debe tener un espesor considerable para soportar las condiciones de operación (presión, temperatura y corrosión).

Deflectores o baffles. Aumentando la turbulencia en el fluido que circula por el exterior de los tubos lo que se aumenta el coeficiente de transferencia de calor. Para inducir esta turbulencia, es costumbre emplear deflectores que hacen que el fluido exterior fluya a través de la coraza en ángulo recto con el haz de tubos. Estos causan una considerable turbulencia aun cuando por la coraza circule una cantidad pequeña de fluido. Los deflectores también son utilizados como soporte del haz de tubos a fin de que estos no se pandeen a lo largo del intercambiador. Hay varios tipos de deflectores, los más usados son los deflectores segmentados, los cuales son láminas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente 75 % del diámetro interior de la coraza. Estos se conocen como deflectores de 25 % de corte.

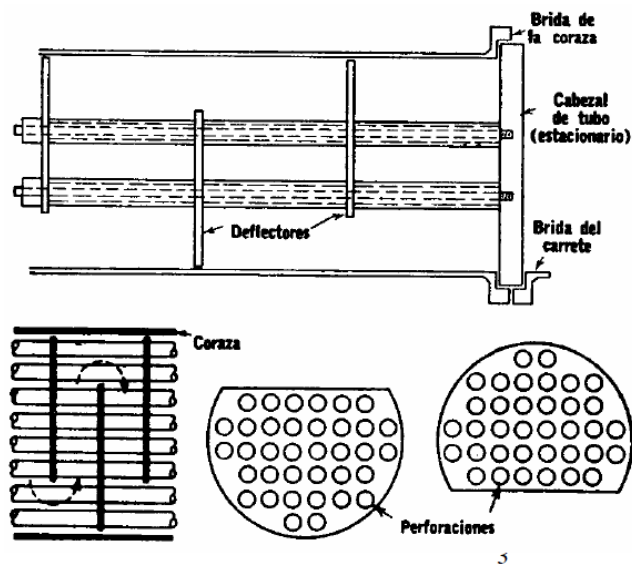


Figura 1.4 Detalle de deflector segmentado

Se emplean otros tipos de deflectores, pero los más empleados son los segmentados.

1.2 Métodos de cálculo de intercambiadores de calor de tubos y coraza.

El primer método de cálculo de intercambiadores de calor de tubos y coraza reportado en la literatura y que se utiliza incluso en la actualidad fue el Método de Kern (Kern, 1950), posteriormente se desarrollaron otros Métodos como fueron el de Bell, desarrollado por este autor en la Universidad de Delaware (Bell, 1963) sobre el cual se han publicado diferentes versiones sucesivamente perfeccionadas, la más reciente aparece descrita en la referencia (Bell, K.J. et. al, 1988). El método conocido como Método de Wills and Johnston dado a conocer por estos autores en la 22va Conferencia de Transferencia de Calor de la ASME sobre Heat Transfer Design (Wills and Johnston, 1984) y el Método más moderno reportado en la literatura consultada es el de Taborek, publicado por primera vez en (Taborek, 1983), y publicado con pequeños cambios en (Taborek, 1988), pero sobre el cual este autor realiza un análisis crítico en la referencia donde hace énfasis en las limitaciones (Taborek, 2002). Entre las principales insuficiencias de estos Métodos se puede señalar que todos han sido propuestos para el intercambio térmico "seco" entre fluidos con simple fase y el problema del ensuciamiento de las superficies de transferencia en los cálculos térmicos e hidráulicos se toma en cuenta al introducir en los cálculos del coeficiente total de transferencia de calor el término R_z que representa la resistencia térmica de las incrustaciones y el espesor de las incrustaciones δ_z que reduce la sección viva y aumenta las pérdidas. Sin embargo, en la literatura técnica, como regla, el valor de R_z para el cálculo se toma constante durante todo el período de explotación, en dependencia solo de la naturaleza y del estado del agua empleada. En ellos no se incorporan Modelos Matemáticos que tomen en cuenta la variación de las incrustaciones de las superficies de transferencia con el tiempo de explotación. Sólo Taborek ya desde el año 1972, llama la atención acerca de la necesidad de contemplar en los cálculos térmicos e hidráulicos el problema de las incrustaciones de las superficies de transferencia (Taborek, 1972) y propone una vía para resolver esta situación en la referencia (Taborek, Aoki y Ritter, 1972), pero su enfoque está dirigido sólo hacia los derivados del petróleo. En la búsqueda realizada para estos equipos, sólo (Goytisolo, 1997) propone el empleo de criterios económicos.

1.3 Características exteriores de los enfriadores de aire de tubos y coraza.

Por características exteriores de los enfriadores de aire comprimido de tubos y coraza se entiende, en la actualidad, (Goytisolo, 1997) las funciones:

$$\theta = \frac{t'_{ee} - t'_{se}}{t'_{ee} - t''_{ee}} = f(G_a, G_w) \quad \text{y} \quad \rho_a \delta p_a = f(G_a, G_w) \quad (1.1)$$

Si se poseen estas características, las mismas permiten determinar la temperatura de salida del aire de los enfriadores t'_{se} y la pérdida de presión en ellos δp_a para los diferentes regímenes de trabajo del enfriador si se conoce el flujo másico de aire G_a , la temperatura de entrada del mismo en los enfriadores t'_{ee} , la temperatura de entrada del agua de enfriamiento t''_{ee} y el flujo másico del agua de enfriamiento G_w .

Estas características se obtienen experimentalmente para determinadas condiciones de trabajo dadas, con el objetivo de poder evaluar el sistema para otras condiciones de explotación. Sin embargo resulta necesario prestarle atención al hecho de que en la industria las nuevas condiciones de explotación pueden diferir tanto de las experimentales, que las características de los enfriadores se hayan modificado completamente. Este es un problema fundamental a resolver, ya que las condiciones de explotación son tan cambiantes que la evaluación experimental de los enfriadores no permite calcular los parámetros de salida del mismo con suficiente exactitud.

1.4 Intercambiadores de Placas (PHE).

Estos intercambiadores son descritos ampliamente en, el intercambiador de placas, llamado también PHE por sus siglas en inglés: **Plate Heat Exchanger**, tiene patentes de finales del siglo XIX, específicamente hacia 1870, pero no fue sino hasta los años 30 que comenzó a ser ampliamente usado en la industria láctea por razones sanitarias. En este tipo de intercambiadores las dos corrientes de fluidos están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas, rectangulares, en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de precisión (**Figura 1.5**). A un lado de cada placa, se localiza una empaquetadura que bordea todo su perímetro. La unidad completa mantiene unidos a un cierto número de estas placas, sujetas cara a cara en un marco. El canal de flujo es el espacio que se forma, gracias a las empaquetaduras,

entre dos placas adyacentes; arreglando el sistema de tal forma, que los fluidos fríos y calientes corren alternadamente por dichos canales, paralelamente al lado más largo. Existen aberturas en las 4 esquinas de las placas que conjuntamente con un arreglo apropiado en las empaquetaduras, dirigen a las dos corrientes en sus canales de flujo.

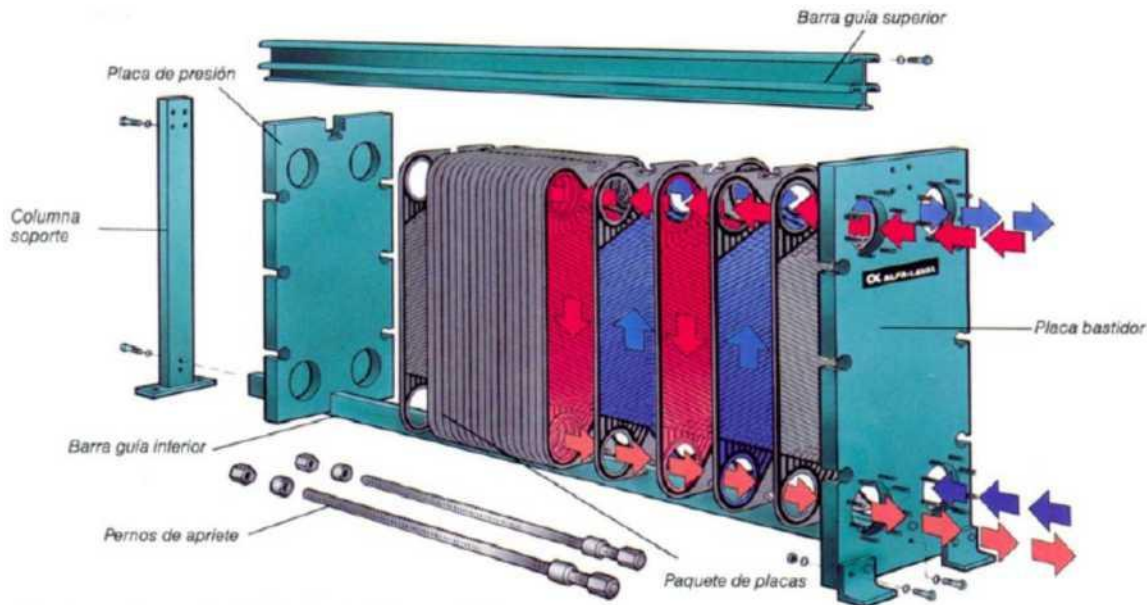


Figura 1.5. Detalle de un intercambiador de placas

Las placas son corrugadas en diversas formas, con el fin de aumentar el área de transferencia efectiva de cada una; provocar turbulencia en el fluido mediante continuos cambios en su dirección y velocidad, lo que a su vez redundaría en la obtención de altos coeficientes de transferencia de calor, aún a bajas velocidades y con moderadas caídas de presión. Las corrugaciones también son esenciales para incrementar la resistencia mecánica de las placas y favorecer su soporte mutuo. Estos equipos son los más apropiados para trabajar con fluidos de alta viscosidad y tienen como ventaja adicional, el ser fácilmente desmontables para labores de mantenimiento. No obstante, las condiciones de operación se encuentran limitadas por las empaquetaduras. En los primeros equipos la presión máxima era de 2 bar (0,2 MPa) y la temperatura alrededor de 60 °C. Pero a pesar de que el diseño básicamente ha permanecido inalterado, los continuos avances en los últimos 60 años han incrementado las presiones y temperaturas de operación hasta los 30 bares (3 MPa) y 250 °C, respectivamente. Es

importante destacar que la elección del material de las empaquetaduras se vuelve más restringida a altas temperaturas, lo que en consecuencia reduce el número de fluidos que pueden ser manejados por estos equipos bajo esas condiciones; además la vida útil de la unidad depende, en gran medida, del rendimiento de las empaquetaduras. Inicialmente, este tipo de equipos era usado en el procesamiento de bebidas y comidas, y aunque todavía retienen su uso en el área alimenticia, hoy en día son usados en una amplia gama de procesos industriales, llegando inclusive, a reemplazar a los intercambiadores de tubo y carcaza.

Una variante de los PHE se consigue si las placas son soldadas juntas en los bordes, lo que previene las fugas a la atmósfera y permite el manejo de fluidos peligrosos. Un equipo construido de esta forma, se le conoce como intercambiador de **placas no empacadas**, y tienen como desventaja el no poder ser abierto para labores de mantenimiento, por lo que las labores de limpieza deben ser realizadas por métodos químicos. No obstante, las demás ventajas de las unidades de placas se mantienen. El diseño particular de este equipo permite alcanzar las presiones de operación que se manejan en los equipos tubulares convencionales, tales como tubo y carcaza, enfriados por aire y doble tubo. Sin embargo, todavía existe una limitación en el diseño, en la que la diferencia de presión entre ambos fluidos no debe exceder los 40 bares.

1.5 Modelos elaborados para obtener analíticamente las características de los intercambiadores de calor.

En (Ris, 1981) se describe en detalle la metodología para la obtención de estas expresiones analíticas pero sólo para el caso del intercambio "seco" y el esquema de flujo a contracorriente, lo que limita las posibilidades reales de tomar en cuenta todas las posibles alteraciones de las condiciones de explotación mencionadas anteriormente. En (Goytisolo, 1997) se elaboraron también expresiones analíticas, sobre la base de las cuales se partirán en el presente trabajo para obtener una metodología más completa. Dado que resulta imposible evaluar experimentalmente el comportamiento de los enfriadores de aire para todas las posibles condiciones de explotación, la metodología, basada en la evaluación experimental de los enfriadores de aire, resulta insuficiente. La única vía es el cálculo analítico pero tomando en cuenta todos los parámetros que

definen las condiciones de explotación. Está claro que el volumen de datos que se requiere para poder realizar este cálculo es mucho mayor y la metodología más compleja; además no se excluyen los errores propios de los cálculos de transferencia de calor, lo cual indudablemente limitará la exactitud del modelo matemático, sin embargo, las posibilidades que se abren al independizar el cálculo de la evaluación experimental de los enfriadores de aire, en lo referente a poder evaluar, al menos con cierta aproximación, el comportamiento del enfriador en condiciones de explotación completamente diferentes a las de diseño, meritan el esfuerzo en este sentido.

En numerosos trabajos de investigaciones se obtienen modelos matemáticos para el análisis de procesos de intercambio térmico (Martínez et al. 2004); (Giraldo, 2005) y (James, 2005), en general aplican métodos numéricos que permiten determinar los parámetros fundamentales y realizar predicciones desde el punto de vista energético en los equipos e instalaciones analizadas.

En flujos hidrodinámicos es meritorio destacar los trabajos desarrollados por (Fuentes, 2005) y (Abraham, 2006), los autores usan el método de diferencias finitas en mallas irregulares con soluciones analíticas parciales para predecir el comportamiento del flujo usando las condiciones de frontera. El análisis de los trabajos precedentes demuestra la necesidad de usar resultados experimentales en la estimación de los coeficientes de transferencia en intercambiadores de calor; los errores que se cometen en la selección y evaluación de las instalaciones son menores y permiten predecir la dependencia de los coeficientes con los números adimensionales: Nusselt, Reynolds y Prandtl.

Todos los trabajos consultados coinciden en la necesidad de predecir el comportamiento de la eficiencia y evaluación continua de los intercambiadores de calor mediante el uso de mediciones de los parámetros fundamentales que intervienen en el proceso de intercambio térmico. La pérdida de eficiencia, en intercambiadores de calor de placas, está influenciada por la presencia de elementos incrustantes y corrosivos en el fluido que provoca variaciones en el coeficiente global. Su incidencia es notable en el enfriamiento del licor amoniacal empleado en el proceso de obtención del níquel (Torres Tamayo, E. et. al. 2011)

1.6 Influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia.

Otro de los problemas que afectan las características de los enfriadores de aire es el ensuciamiento de las superficies de transferencia de los mismos, tanto del lado del aire como del agente enfriante. Este aspecto fue investigado por (Arkhangelskii, 1976) para las condiciones de las minas de carbón en Rusia. Utilizando el mismo procedimiento que (Borisov, 1975) y la metodología de cálculo descrita por (Ris, 1970) evaluó la influencia del ensuciamiento del lado del aire en la productividad y en el coeficiente de rendimiento del compresor K-250-61-2, por ser éste el más difundido en la industria del carbón en Rusia. Ante la imposibilidad de calcular completamente las características de los enfriadores en condiciones de ensuciamiento, se limitó a realizar el cálculo de las características para seis temperaturas diferentes en el rango de 35 a 110 °C y para tres situaciones distintas de ensuciamiento: Después del primer enfriador solamente, después del segundo enfriador solamente y después de ambos enfriadores simultáneamente y pudo comprobar que el ensuciamiento del primero tiene mucha mayor influencia que el del segundo y que la productividad volumétrica del compresor se reduce debido a la deficiencia del enfriamiento en los enfriadores.

Se reportan en la literatura otros trabajos similares sobre ensuciamiento. En el caso del lado del gas sólo para hidrocarburos gaseosos y con agua en condiciones de las minas (Marner, 1986); (Murzin, 1980); (Sokolovskii, 1976). Una situación similar se observa en Cuba en las industrias del cemento, en la producción de fertilizantes y en la minería y en el caso del ensuciamiento del lado del agua la situación es crítica cuando se emplea como agente enfriante el agua de mar (Gil Fundora, 1980); (Pérez Águila, 1984).

En la actualidad el ensuciamiento de las superficies de los intercambiadores de calor en general y en particular de los enfriadores de aire, se toma en cuenta al introducir en los cálculos del coeficiente total de transferencia de calor el término R_z que representa la resistencia térmica de las incrustaciones. Durante todo el período de explotación, el valor de R_z no se considera o se toma constante en dependencia solo de la naturaleza de la sustancia: (Chapman, 1984); (Gavra, 1982); (Incropera, 1993); (Isachenko, 1981); (Krasnoschiokov, 1986); (Mikheev, 1973); (Pavlov, 1981).

Para poder mejorar la explotación de los enfriadores se requiere conocer la dinámica de este proceso en función del tiempo de explotación, lo cual permitirá evaluar cómo se

deterioran las características térmicas e hidrodinámicas con el tiempo y determinar los costos que se generan por el ensuciamiento de las superficies de transferencia y los períodos racionales para la limpieza de los enfriadores.

La mayoría de los trabajos de investigación que abarcan la dinámica del proceso de ensuciamiento y que implican la elaboración de modelos han sido desarrollados para los derivados del petróleo: (Kern, 1959); (Waltkinson, 1969), (Taborek, 1972); (Taborek, Aoki y Ritter, 1972); (Bott, 1979); (Fassbender, 1985); (Crittenden, 1987); (Kanebetz; 1982). Con agua han sido desarrollados modelos para torres de enfriamiento y condensadores de refrigeración: (Geller, 1961); (Dungi, 1986); (Lahm, 1986) o asociados al proceso de ensuciamiento provocado por productos de la corrosión (Collier, 1986); (Somerscales, 1987). En intercambiadores de tubo y coraza se reportan modelos de ensuciamiento con agua de enfriamiento en los trabajos (Knudsen, 1984); (Mankovskii; 1976); (Reitzer, 1964); (Berman et. al. 1984), En los trabajos de Mankovskii y Berman, los modelos están basados en los datos experimentales dados por (Aleksandrov, 1973). Con agua de mar las investigaciones se han desarrollados para Centrales Termoeléctricas y Nucleares (Dykhno, 1974). Por otro lado (Murrzin, 1980) investigó el proceso de ensuciamiento de los intercambiadores de calor en las condiciones de las minas en la antigua URSS, y propuso emplear criterios económicos para evaluar los costos empleando el Criterio de los Gastos Reducidos. En Cuba (Goytisolo, 1997) propuso el Criterio del Costo Mínimo para obtener los Períodos Óptimos de Limpieza.

1.7 Influencia en el intercambio térmico y en la hidrodinámica.

En la literatura consultada en general, se han tomado en cuenta, por así decirlo, los "efectos externos" del ensuciamiento de los intercambiadores de calor, sin entrar a analizar los efectos que esto implica en las condiciones de intercambio térmico y en la hidrodinámica de los mismos, que tampoco han sido tomadas en cuenta. El ensuciamiento de las superficies de transferencia influye en las condiciones de intercambio térmico del enfriador y en la hidrodinámica de la corriente modificando las características θ y δp de los intercambiadores, lo que influye en la temperatura y presión a la salida de los mismos.

En el libro (Fernández Diez, P. 1999) se plantea que con frecuencia resulta imposible predecir el coeficiente de transferencia de calor global de un intercambiador de calor al cabo de un cierto tiempo de funcionamiento, teniendo sólo en cuenta el análisis térmico; durante el funcionamiento con la mayoría de los líquidos y con algunos gases, se van produciendo gradualmente unas películas de suciedad sobre la superficie en la que se realiza la transferencia térmica, que pueden ser de óxidos, incrustaciones calizas procedentes de la caldera, lodos, carbonilla u otros precipitados, el efecto que ésta suciedad origina se conoce con el nombre de incrustaciones, y provoca un aumento de la resistencia térmica del sistema; normalmente el fabricante no puede predecir la naturaleza del depósito de suciedad o la velocidad de crecimiento de las incrustaciones, limitándose únicamente a garantizar la eficiencia de los intercambiadores limpios, de aquí la extrema necesidad de una limpieza adecuada.

1.8 El ensuciamiento y su influencia en la economía de las instalaciones de transferencia de calor.

El Ing. José Fernando Salazar Valdez en su Tesis de Maestría (Salazar, 2001) plantea que los principales efectos del ensuciamiento en los equipos de transferencia de calor son los siguientes:

- Incremento de la caída de presión
- Aceleración de la corrosión
- Decremento del coeficiente global de transferencia de calor

El ensuciamiento se puede clasificar en los siguientes tipos:

- Por precipitación: Cristalización como resultado de la sobresaturación de una sal insoluble. El carbonato de calcio se forma sobre la superficie de transferencia de calor como resultado de la descomposición térmica del ion bicarbonato y su reacción con iones de calcio.
- Por partículas: Sedimentación de partículas como arena, arcilla, herrumbre, etc.

En el trabajo (Torres Tamayo, E. et. al. 2011) en una Planta de Recuperación de Amoniaco de la Empresa Niquelera "Ernesto Che Guevara" la pérdida de eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal, mediante el uso de intercambiadores de calor de placas, se asocia a la incorrecta estimación de los coeficientes de transferencia de calor y la acumulación de incrustaciones en la superficie de intercambio; lo anterior

incrementa el consumo de agua, la energía disponible en el sistema y los costos de mantenimiento. Se realizó una investigación en un intercambiador de calor de placas, con el objetivo de determinar los coeficientes de transferencia y la influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de la instalación. Mediante un procedimiento iterativo se determinó la ecuación del número de Nusselt y su dependencia con el Reynolds y Prandtl, para ello se utilizó un diseño experimental multifactorial y mediciones de los parámetros de trabajo de la instalación en función del tiempo. Los resultados predicen el conocimiento de los coeficientes para el cálculo del número de Nusselt, con los valores de Reynolds y Prandtl, para ambos fluidos (licor amoniacal y agua). Los valores de los coeficientes del licor son inferiores, ello se debe a la presencia de componentes gaseosos. La comparación con resultados de otros autores muestra correspondencia con los de Thonon (Torres Tamayo, E. et. al. 2011). Se recomienda la limpieza y mantenimiento de la instalación en un período de 27 días debido a la reducción de la eficiencia térmica hasta valores inferiores al 70 %.

En el trabajo (Torres Tamayo, E. et. al. 2014) al referirse al enfriamiento de licor, en intercambiadores de placas, plantea: Las resistencias térmicas de ensuciamiento se generan como consecuencia de que los fluidos pueden transportar contaminantes, y con el paso del tiempo estos se van depositando sobre las superficies. De este modo se crea una capa entre el fluido y la superficie que crece en espesor y genera una resistencia térmica adicional con un valor significativo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Sin embargo más adelante plantea: Las resistencias de conducción y por incrustaciones de las placas, cuando se realiza la limpieza del intercambiador de calor, son despreciables en comparación con las de convección para ambos fluidos.

En el Trabajo de Diploma (Ixtapan Ledezma, G. A. 2009) se defiende el tratamiento químico correcto del agua de enfriamiento, se plantea que la ausencia de un tratamiento químico adecuado pueden causar problemas muy serios de obstrucción del flujo, restricciones en la transferencia de calor, incrustaciones, propagación de las unidades formadoras de colonias, corrosión y disminución severa de la eficiencia de los sistemas: enfriamiento y proceso y concluye que: Con el análisis realizado se ha logrado demostrar la efectividad de cada uno de los tratamientos químicos mediante el cálculo

del factor de ensuciamiento en el intercambiador N. 127 de la Planta de Amoniaco del Complejo Petroquímico "Cosoleacaque" en Veracruz, México donde se logró de esta forma tener un amplio conocimiento teórico del comportamiento del manejo y operación de los productos a emplear en un tratamiento químico y realizar las dosificaciones de acuerdo a las necesidades del sistema de enfriamiento.

En un proyecto de tratamiento de aguas de enfriamiento no solo se debe basar en base a costos, y dosificar productos químicos, si no garantizar la satisfacción del cliente mediante un buen servicio de acuerdo a las necesidades requeridas, dándole la satisfacción y la seguridad de mantener los parámetros establecidos para un proceso continuo y de esa forma no generar paros de plantas no programados.

En el ámbito de servicios auxiliares que abarca desde el tratamiento de aguas de enfriamiento, calderas, pretratamiento de agua y regeneración de unidades catiónicas y aniónicas, se tiene que tener en cuenta la aplicación de los productos químicos su funcionalidad y los resultados que se obtienen. Es un ciclo continuo de aplicación de productos químicos y monitoreo de los resultados de las aguas enfriamiento, teniendo en cuenta que la parte importante es la interpretación de dichos resultados, ya que en un descuido de la aplicación de los productos químicos o variación de uno de los parámetros nos conllevara a un mal tratamiento.

Los buenos resultados del tratamiento actual se deben a la implementación del dióxido de cloro como biocida oxidante generado en sitio para garantizar el control microbiológico del sistema de enfriamiento, así como la aplicación de inhibidores de corrosión, incrustación y dispersantes de sales y minerales.

1.9 Planeación de métodos de limpieza y frecuencia requerida.

Con relación a las medidas a tomar para reducir los efectos dañinos y el costo provocado por el ensuciamiento (Salazar, 2001) plantea las siguientes recomendaciones:

- Colocar el fluido más propicio al ensuciamiento, del lado de tubos.
- También es necesario hacer consideraciones de tipo económicas para establecer el nivel de ensuciamiento aceptable, porque el tipo y frecuencia de limpieza varía considerablemente con el uso y la operación.

En el trabajo (Torres Tamayo, E. et. al. 2014), valorando la pérdida de eficiencia en la transferencia durante el proceso de enfriamiento del licor amoniacal, mediante el uso de intercambiadores de calor de placas Se recomienda la limpieza y mantenimiento de la instalación en un período de 27 días debido a la reducción de la eficiencia térmica hasta valores inferiores al 70 %.

En el trabajo (Torres Tamayo, E. et. al. 2014) se dan recomendaciones para el período de las limpiezas simplemente valorando los resultados experimentales obtenidos en el trabajo de los coeficientes totales de transferencia de calor y concretamente expresa en sus conclusiones: El incremento de las incrustaciones en función del tiempo de explotación de la instalación determina la reducción de la eficiencia. Los máximos valores se encuentran cercanos a 90 % y los mínimos se localizan en 70 % para tiempos de explotación de 105 días, por lo que se recomienda la limpieza y mantenimiento de los equipos de intercambio térmico en este período de 105 días.

En el Trabajo de Diploma de (Dávila Moya, Wagner y Obando Rosero, Fredy Renán, 2006) Diseño y Construcción de un Intercambiador de Calor de Placas, al comparar este tipo de intercambiador con los de tubos y coraza, destacan como en general en estos intercambiadores existe poca acumulación de suciedad. Los factores de acumulación son menores que en el caso de carcasa y tubos. Esta característica presenta dos ventajas, menor necesidad de limpieza, y menores resistencias de ensuciamiento que provocan coeficientes de transferencia globales más pequeños. Sin embargo la experiencia de (Goytisol, 1997) destaca que en los enfriadores de placas aleteadas empleados en los compresores de la industria de cemento el aleteado de las placas dificulta la limpieza periódica e inutiliza el intercambiador después de cierto tiempo de explotación.

1.10 Criterios empleados en la Evaluación Económica de Equipos Energéticos.

1.10.1 Criterio Universal de los Gastos Reducidos.

Hasta la década de los 80 del siglo pasado, en los cálculos técnico-económicos en casi todas las ramas de la ciencia y la técnica se aplicaba casi exclusivamente el Criterio Universal de los Gastos Reducidos, el cual para el caso de las instalaciones

energéticas, se expresa en: (Khyshpullian, 1974); (Berman, et. al, 1984); (Goytisolo, 1997) de la siguiente manera:

$$\text{Gred} = E \cdot I + \text{Cexp} \quad (\text{pesos/año}) \quad (1.2)$$

Donde:

E - coeficiente normativo de eficiencia económica de la inversión. En las condiciones de Cuba, E = 0,15 (Portuondo, 1984)

Cexp - costo de explotación en pesos/año.

$$\text{Cexp} = (c_e N_c + 60 c_w V'') \tau_e \quad (\text{pesos/h}) \quad (1.3)$$

Donde:

c_e - costo de la energía - pesos/ kW-h.

N_c - potencia en el eje - kW.

c_w - costo del agua de enfriamiento - pesos/m³.

V'' - flujo de agua de enfriamiento - m³/min

τ_e - tiempo de explotación - h/año.

Estos criterios presentan varias insuficiencias, ya que no tienen en cuenta:

- La recuperación de los gastos financieros.
- El costo de oportunidad del capital.
- Los impuestos sobre la ganancia.
- La tasa de inflación.

Con el fin de resolver estas deficiencias, en la actualidad se emplean otros criterios que presentan ventajas con relación al Criterio de los Gastos Reducidos, los cuales serán presentados a continuación.

1.10.2 Valor Actual Neto (VAN).

En la literatura un poco más actual (Brealey et. al, 1993); (Fanjul, 1995), se reflejan otros criterios que si toman en cuenta estos aspectos como lo es el Valor Actual Neto (VAN). Este es considerado por muchos expertos como el mejor criterio para tomar decisiones de inversión. Se calcula comparando el valor actual del proyecto con el desembolso inicial del mismo. En términos analíticos se expresa de la siguiente forma:

$$\text{VAN}_k = -I + \sum_{i=1}^N \frac{Q_i}{(1+k)^i} \quad \text{pesos} \quad (1.4)$$

Donde:

I – Inversión neta del Proyecto.

Q_i - Flujo neto de caja del proyecto para el año i en pesos.

k - Tasa de retorno anual de la inversión o costo de oportunidad del capital.

N - Vida útil de la instalación en años.

i - Períodos de tiempo (años) de la inversión ($i = 1, 2, 3, \dots, N$)

Si el flujo de caja del proyecto es absolutamente seguro, entonces la tasa de descuento es el tipo de interés de títulos sin riesgo. Si el flujo de caja futuro es incierto el mismo debe ser descontado a la tasa esperada de rendimiento ofrecida por títulos de riesgo similar. La expresión (1.5) es un reflejo de los dos principios financieros fundamentales siguientes.

1. Un peso hoy vale más que un peso mañana debido a que un peso hoy puede invertirse para comenzar a obtener intereses inmediatamente.
2. Un peso seguro vale más que uno con riesgo

Nos fijaremos en tasas de rendimiento vigentes en el mercado de capitales para determinar cuánto se descuenta por tiempo y riesgo. Si el proyecto tiene un VAN positivo estará entonces generando más efectivo del que necesita para reembolsar su deuda y proporcionar un rendimiento a la inversión. En otras palabras, el proyecto está valorado por encima de su costo y esto proporciona una contribución neta al valor. En el caso de selección de alternativas mutuamente exclusivas será elegida aquella que presente el mayor VAN.

Ventajas:

- Este criterio reconoce que un peso hoy vale más y tiene menos riesgo que un peso mañana
- El VAN depende únicamente de los flujos de caja del proyecto y del costo de oportunidad del capital
- El VAN de los proyectos de una cartera son aditivos y permiten medir la contribución de la misma al objetivo de crecimiento del valor de la empresa

Inconveniente:

- Dificultad para especificar el tipo de actualización o descuento dada las imperfecciones del mercado financiero. Ello puede llevar a contradicciones en la

selección de alternativas mutuamente exclusivas cuando existe lo que se conoce como intersección de Fischer.

Si el flujo de caja Q es constante en el período de vida útil de la instalación el VAN se puede expresar como sigue:

$$VAN_k = -I + Q \cdot \frac{(1+k)^N - 1}{k(1+k)^N} \quad \text{pesos} \quad (1.5)$$

La variante que presente un mayor VANk positivo es la más rentable.

1.10.3 Período de Recuperación o Pay Back

Representa el período de tiempo requerido para recuperar el desembolso inicial neto de caja se expresa como sigue:

$$\text{Período de recuperación} = PRI = \frac{I}{VP - CP} \quad (1.6)$$

Donde:

VP- valor de la producción en pesos/año.

CP- costo de la producción en pesos/año.

I - Inversión inicial, que en el caso de los equipos energéticos se refiere al costo del equipo y de sus agregados, o de la planta completa.

Cuando los flujos netos de caja FC son constantes el período de recuperación vendrá dado por:

$$\text{Período de recuperación} = PRI = \frac{I}{FC} \quad (1.7)$$

Si los flujos de caja no son constantes el período de recuperación se calculará acumulando los flujos de caja hasta que su suma sea igual al desembolso inicial neto.

Si en los primeros años hay flujos de caja negativos el período de recuperación abarcará el tiempo que tarda en recuperarse esos flujos negativos.

Según este criterio un proyecto será seleccionado si su período de recuperación es inferior a un período de pago límite arbitrariamente fijado por la empresa, mientras que cuando se comparan varias alternativas mutuamente exclusivas serán seleccionadas aquellas cuyo período de recuperación sea menor. Luego, este criterio da la misma ponderación a todos los flujos de caja generados antes de la fecha correspondiente al período de recuperación y una ponderación nula a todos los flujos posteriores

Para utilizar este criterio, la empresa tiene que decidir una fecha tope adecuada. Si utiliza el mismo período máximo independientemente de la vida útil del proyecto, tenderá a aceptar demasiados proyectos de duración corta y muy pocos de larga duración. Si, por término medio, los períodos máximos son demasiados largos, aceptará algunos proyectos malos (con VAN negativo), si por término medio son demasiados cortos, rechazará algunos proyectos buenos (con VAN positivo)

Muchas empresas que emplean el período de recuperación eligen el período máximo esencialmente sobre la base de conjeturas, sin embargo, es posible mejorar esto. Si se conoce el perfil típico de los flujos de caja, se puede hallar el período máximo que más se aproximaría a maximizar el VAN (Brealey et. al, 1993). Sin embargo esa fecha tope "óptima" sirve únicamente para aquellos proyectos que tienen perfiles típicos de flujos de caja.

Ventajas:

- Fácil de comprender y aplicar a un costo muy reducido.
- Proporciona una medida de la liquidez del proyecto
- Puede emplearse como un indicador del riesgo relativo de los proyectos.

Desventajas:

- Ignora los flujos de efectivo que se extienden más allá del plazo o período de recuperación, luego el método se encuentra sesgado contra los proyectos cuyos flujos de caja principales se concentran en los años más alejados del presente.
- Los flujos netos de caja obtenidos antes de alcanzar el plazo de recuperación no tienen en cuenta el valor del dinero en el tiempo.

Para evitar esta segunda desventaja, algunas veces se utiliza la variante del **Período de Recuperación Descontado**. Esta modificación del período de recuperación expresa cuanto tiempo se requiere para recuperar el desembolso inicial neto en términos del valor actual (Polimeni et. al, 1994)

La técnica de reembolso descontada consiste en calcular el valor actual de los flujos de caja de las operaciones a la tasa de descuento requerida y luego se estima la cantidad de años necesarios para recuperar el desembolso inicial neto de caja.

El período de recuperación descontado es algo mejor que el período de recuperación no descontado. Reconoce que un peso al comienzo del período de recuperación vale más que un peso al final de este período. Esto ayuda pero no demasiado. El criterio del período de recuperación descontado depende todavía de la elección de una fecha tope arbitraria e ignora todavía todos los flujos de caja después de esta fecha.

1.10.4 Tasa Interna de Retorno (TIR)

El criterio del Valor Actual Neto puede también expresarse en términos de tasa de rentabilidad, si lo enfocamos en los siguientes términos: Acepte oportunidades de inversión que ofrezcan tasas de rentabilidad superiores a sus costos de oportunidad del capital (Brealey et. al, 1993). Adecuadamente interpretada esta afirmación es cierta, sin embargo, la interpretación no siempre resulta sencilla para proyectos de inversión duraderos

Para la mayoría de los autores la TIR se define como el tipo de actualización o descuento que hace cero el VAN de una inversión. Esto significa que la TIR de un proyecto será aquel valor de la tasa de descuento que verifique la ecuación:

$$-I + \sum_{i=1}^N \frac{Q_i}{(1+k)^i} = 0 \quad (1.8)$$

O sea que la TIR que no es más que la tasa de retorno $k = r$ para la cual el VANr se hace cero al concluir la vida útil de la instalación.

$$TIR = r \quad \text{para } VANr = 0 \quad (1.9)$$

De la misma forma la inversión que presente la mayor TIR será la más rentable.

Si comparamos la expresión (1.8) con la (1.7) se notará que el período de recuperación de la inversión es igual al valor recíproco de la TIR y viceversa, o sea, al preferirse las inversiones de menor plazo de recuperación se está dando preferencia indirectamente a las inversiones de mayor TIR y viceversa. Ello sólo se da para inversiones simples con flujos de cajas constantes y duración ilimitada.

1.10.5 Costo del Ciclo de Vida.

Uno de los criterios más utilizado en la actualidad para evaluar diferentes variantes de equipos o sistemas simples, que forman parte de un sistema mucho más complejo, como puede ser una fábrica, y en los cuáles resulta prácticamente imposible determinar

los flujos netos de caja producto de la imposibilidad de determinar el valor de la producción realizada por ese equipo o sistema particular dentro del sistema general que es la producción global de la planta, es la determinación del Costo del Ciclo de Vida (CCV) (Martínez, et. al., 1995); (Mantenimiento Lean: Calculador del Costo del Ciclo de Vida, 2002); (Aguirre, 2010) El CCV no es más que una variante del VAN en la cual se consideran, los costos en que se incurre durante toda la vida útil del equipo o sistema, la variante para la cual el CCV sea menor es la más rentable. El CCV se puede obtener por la siguiente expresión:

$$CCV = I + \sum_{i=1}^N En_i \left(\frac{1}{1+d_e}\right)^i + \sum_{i=1}^N OM_i \left(\frac{1}{1+d}\right)^i + \sum_{i=1}^N R_i \left(\frac{1}{1+d}\right)^i - VR \left(\frac{1}{1+k}\right)^N \quad (1.9)$$

Donde:

Eni - costo anual de la energía consumida en el año i.

OMi - costo anual de operación y mantenimiento (sin incluir la energía) en el año i.

Ri - costo anual de reparación en el año i.

VR - valor residual al concluir la vida de servicio.

$d = \frac{k-i}{1+i}$ - tasa neta de descuento ajustada a la inflación.

i - tasa de inflación general.

$d_e = \frac{k-i_e}{1+i}$ - tasa neta de descuento ajustada a la inflación de la energía.

ie - tasa de inflación aplicable a la energía.

En el caso de que los costos anuales de la energía, operación, mantenimiento y reparación sean constantes en la vida de servicio la expresión (1.9) puede escribirse como sigue:

$$CCV = I + En \frac{(1+d_e)^N - 1}{d_e(1+d_e)^N} + (OM + R) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} - VR \left(\frac{1}{1+k}\right)^N \quad (1.10)$$

1.11 Conclusiones parciales del Capítulo I

De todo lo expuesto se concluye que: para las condiciones de nuestro país con clima tropical, donde la influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia de calor pueden resultar significativas y en las condiciones de país subdesarrollado, donde

las exigencias de la producción y nuestras limitaciones que la carencia de recursos nos imponen, se hace necesario desarrollar una metodología de cálculo que permita poder apreciar la influencia del ensuciamiento en la economía de las instalaciones de transferencia de calor y determinar los plazos más racionales para su limpieza.

CAPÍTULO II

Capítulo II. Metodología para la determinación del Período Óptimo de Limpieza de los Intercambiadores de Calor aplicando el Criterio del Costo Mínimo.

2.1 Influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia en la transferencia de calor y en la hidrodinámica de los intercambiadores de calor.

En el trabajo (Cruz Morales, et. al. 2013) la influencia de las incrustaciones en los cálculos térmicos e hidráulicos se realizó sobre la base del algoritmo mostrado en la Figura 2.1.

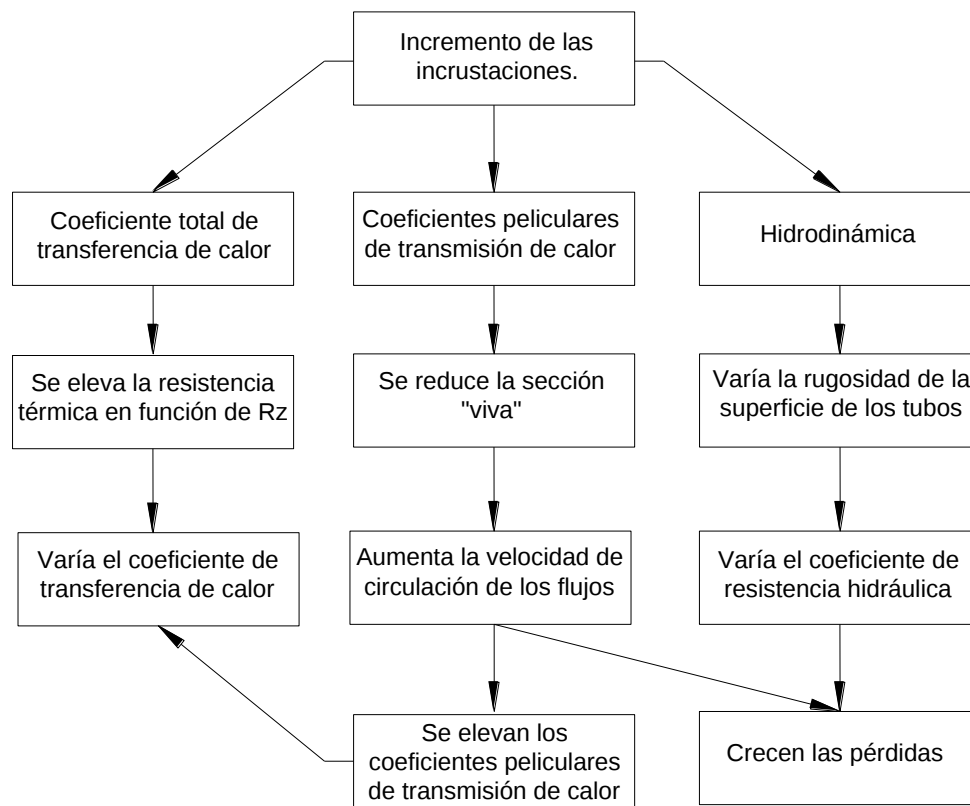


Figura 2.1 Influencia del incremento de las incrustaciones.

En general existe el consenso de que el proceso de ensuciamiento de las superficies de circulación de los flujos en los intercambiadores de calor en general se puede interpretar como la superposición de dos fenómenos contrapuestos, pero mutuamente complementarios (Mankovskii, 1976); (Bott, 1979); (Kanevets, 1982); (Berman et. al, 1984). El primero de estos procesos está relacionado con la deposición de las

incrustaciones. Se puede considerar que la intensidad de este proceso es proporcional al flujo másico de agua de enfriamiento G'' y a la concentración de sales en la misma m , o sea, igual a la magnitud $k_1 \cdot m \cdot G''$, donde el coeficiente de proporcionalidad k_1 depende de las condiciones específicas locales. El segundo proceso está relacionado con el arrastre de las incrustaciones por parte del propio flujo de agua. La intensidad de este segundo proceso es proporcional a la magnitud de la tensión tangencial en los límites agua-pared τ_p y al espesor de la capa de incrustaciones δ_z , o sea, a la magnitud $k_2 \cdot \tau_p \cdot \delta_z$ donde k_2 es una constante de proporcionalidad. La velocidad de deposición de las incrustaciones se determina entonces como la diferencia entre estas magnitudes.

$$\frac{d\delta_z}{d\tau} = k_1 \cdot m \cdot G'' - k_2 \cdot \tau_p \cdot \delta_z \quad (2.1)$$

La magnitud tensión tangencial se puede expresar como una función de la carga de velocidad del fluido (Mankovskii, 1976).

De donde:

$$\tau_p = \frac{\zeta}{8} \cdot \rho'' \cdot v''^2 \quad (2.2)$$

El coeficiente de resistencia hidráulica para régimen turbulento que es el que predomina en los enfriadores de aire y en general en los equipos de transferencia se puede expresar como:

$$\zeta = \frac{0,316}{Re''^{0,25}} = \frac{0,316}{\left[\frac{\rho'' \cdot (d_{eq_i} - 2\delta_{z_i}) \cdot v''}{\mu''} \right]} \quad (2.3)$$

Donde:

$$v'' = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{G''}{\rho'' \cdot (d_{eq_i} - 2\delta_{z_i})^2} \quad (2.4)$$

es la velocidad de circulación del agua de enfriamiento que crece en la medida que se incrustan los conductos.

Sustituyendo (2.2), (2.3) y (2.4) en (2.1) se obtiene que:

$$\frac{d\delta_z}{d\tau} = k_1 \cdot m \cdot G'' - 0,0603 \cdot \frac{k_2 \cdot \mu^{0,25} \cdot G^{1,75} \cdot \delta_{z_i}}{\rho'' d_{eq_i} - 2\delta_{z_i}} \quad (2.5)$$

Designando por:

$$M = k_1 \cdot m \cdot G'' \text{ y } N = 0,0603 \cdot k_2 \cdot \mu^{0,25} \cdot G^{1,75} \cdot \rho''^{-1} \quad (2.6)$$

La expresión para N obtenida en el presente modelo se diferencia de la obtenida en (Mankovskii, 1976) donde se da para N.

$$N = 0,244 \cdot k_2 \cdot \mu^{0,2} \cdot G^{1,8} \cdot \rho''^{-1} \quad (2.7)$$

Entonces:

$$\frac{d\delta_z}{d\tau} = M - N \cdot \frac{\delta_{z_i}}{\rho'' d_{eq_i} - 2\delta_{z_i}} \quad (2.8)$$

Si se considera

$\delta_{z_i} \ll d_{eq_i}$ se puede simplificar la expresión de la siguiente manera:

$$\frac{d\delta_z}{d\tau} = M - N \cdot \frac{\delta_{z_i}}{d_{eq_i}^{3,75}} \quad (2.9)$$

Reagrupando y despejando:

$$\delta_{z_i} = \frac{M \cdot d_{eq_i}^{3,75}}{N} \left[1 - e^{-\left(\frac{N \cdot \tau}{d_{eq_i}^{3,75}} \right)} \right] \quad (2.10)$$

Designando por:

$$B = \frac{N}{d_{eq_i}^{3,75}} \quad (2.11)$$

En la constante B también se obtuvieron diferencias con respecto al trabajo (Mankovskii, 1976). donde se da en un modelo similar que:

$$B = \frac{N}{d_{eq}^4} \quad (2.12)$$

Se obtiene, finalmente que:

$$\delta_{z_i} = \frac{M}{B} \left[1 - e^{-\frac{B}{M} \tau} \right] \quad (2.13)$$

Teniendo en cuenta que para $\tau \rightarrow \infty$, $\delta_{z_i} \rightarrow \delta_{z_{\max}}$, y que:

$$Rz_{\max} = f(\delta_{z_{\max}}) \quad (2.14)$$

Se tiene también que:

$$Rz_i = Rz_{\max} \left[1 - e^{-\frac{B}{M} \tau} \right] \quad (2.15)$$

2.2 Constantes del Modelo y validación mediante su comparación con los resultados experimentales de Aleksandrov.

Para poder obtener las constantes específicas de este modelo en el trabajo (Cruz Morales, et. al. 2013) se procesaron los resultados experimentales dados en (Aleksandrov, 1973). Del análisis de la dependencia $Rz_{\max} = f(v'')$ obtenida por el propio Aleksandrov y en (Kanevets, 1982) se puede suponer que esta es una función del tipo

$$Rz_{\max} = \frac{A}{v''^n} \quad (2.16)$$

Despejando B de (2.15) se tiene que:

$$B = \frac{1}{\tau} \cdot \ln \left(\frac{Rz_{\max}}{Rz_{\max} - Rz} \right) \quad (2.17)$$

Hallando la constante B para diferentes instantes de tiempo seleccionados

$$B_1 = \frac{1}{\tau_1} \cdot \ln \left(\frac{Rz_{\max}}{Rz_{\max} - Rz_1} \right) \quad (2.18)$$

$$B_2 = \frac{1}{\tau_2} \cdot \ln \left(\frac{Rz_{\max}}{Rz_{\max} - Rz_2} \right) \quad (2.19)$$

$$B_n = \frac{1}{\tau_n} \cdot \ln \left(\frac{Rz_{\max}}{Rz_{\max} - Rz_n} \right) \quad (2.20)$$

La constante B se calculó como el valor promedio

$$B = \sum_{i=1}^n \frac{B_1 + B_2 + \dots + B_n}{n} \quad (2.21)$$

Utilizando las ecuaciones de la (2.15) a la (2.21) y los resultados experimentales de (Aleksandrov, 1973) obtenidos para circulación de agua de retorno a temperatura entre los límites de 20 °C a 35 °C por el interior de los tubos de acero al carbono con diámetro de 16 a 21 mm, y temperatura del aire inferior a 100 °C en el trabajo (Cruz Morales, et. al. 2013) se obtuvieron las constantes A y B y el exponente n del modelo obtenido para hallar R_z siguiente:

$$Rz_i = \frac{A}{v^{1/n}} \left[1 - e^{-B \cdot \tau} \right] \quad (2.22)$$

La calidad del agua de retorno estaba caracterizada por los siguientes parámetros:

- Dureza: 1,95 Mmol/kg
- Alcalinidad: 4,4 Mmol/kg
- PH = 6,0
- Concentración de cloruros: 19,0 mg/l
- Concentración de sulfatos: 38,0 mg/l
- Componentes en suspensión: 28,6 mg/l
- Residuos sólidos: 180 mg/l

Los valores constantes A, B y n obtenidos fueron A = 0,00257, B = 0,0224 y n = 0,751 con un coeficiente de determinación de 0,986 y una significación $F < 0,074 < \alpha = 0,1$. En el trabajo (Berman et. al, 1984) se menciona que de la elaboración de los mismos

resultados experimentales de (Aleksandrov, 1973) se obtuvo $A = 0,002$ y $n = 1$, no se hace referencia al valor de la constante B.

Como modelo tipificado para tomar en cuenta la resistencia térmica de las incrustaciones se propone en el presente trabajo el siguiente:

$$Rz = \frac{0,00257}{v''^{0,751}} \left[1 - e^{-0,0224 \cdot \tau_e} \right]^{-\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{w} \right)} \quad (2.23)$$

Donde:

v'' - velocidad de circulación del agua en m/s y τ - tiempo de explotación en horas

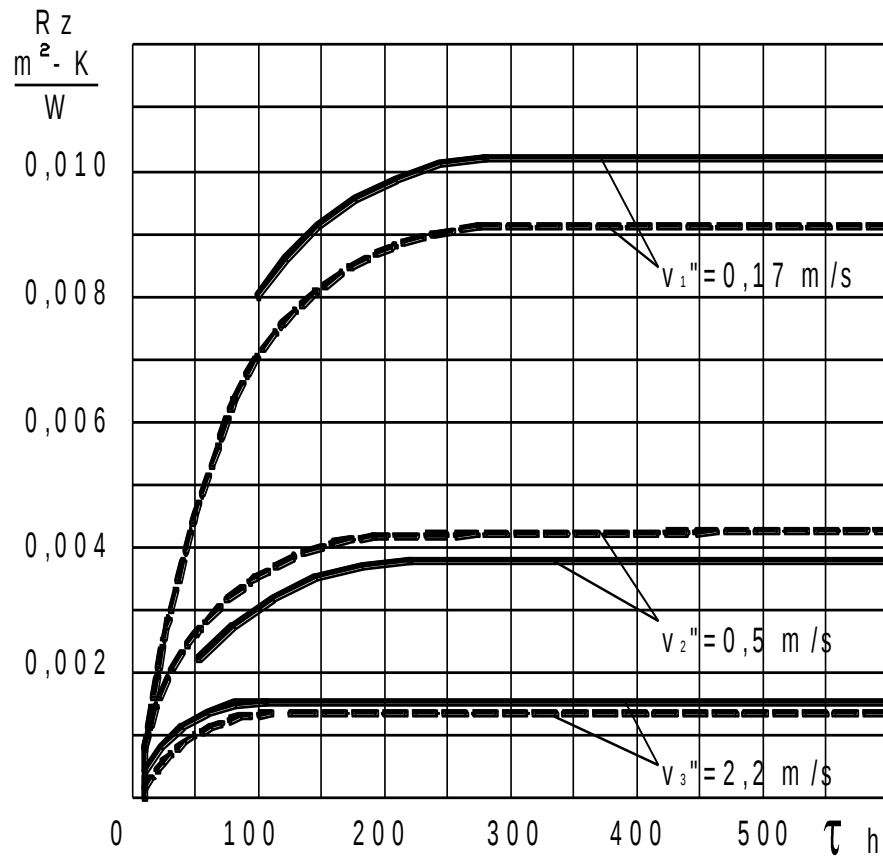
Está claro que el modelo expresado por la ecuación (2.23) es específico para dicha agua de retorno, sin embargo, el mismo puede servir para analizar la influencia del tiempo de explotación en las características de los enfriadores de aire y del comportamiento en general de un enfriador, así como para la obtención de los períodos óptimos para la limpieza a modo de orientación, sin que el error que se pueda cometer inhabilite totalmente los resultados. Para obtener resultados más precisos en condiciones muy concretas de explotación es necesario obtener resultados experimentales de los niveles de ensuciamiento en esas condiciones que permitan, utilizando las ecuaciones (2.15) a la (2.23) y obtener las constantes A, B y n.

En la Figura 2.2 se muestra la comparación de los resultados experimentales dados en (Aleksandrov, 1973) y los valores de Rz obtenidos por la ecuación (2.23) para 3 velocidades del agua de enfriamiento: $v''_1 = 0,174$ m/s, $v''_2 = 0,5$ m/s y $v''_3 = 2,2$ m/s. En la figura se puede apreciar que los errores cometidos en la aplicación del modelo para estas tres velocidades del agua de enfriamiento son aceptables. Los mismos fueron de 11,5 %; 12,6 % y 2,7 % respectivamente; mientras que si se utiliza la dependencia de (Berman et. al, 1984), para esos mismos resultados experimentales, o sea:

$$Rz_{\max} = \frac{0,002}{v''} \quad (2.24)$$

los errores anteriores serían mucho mayores precisamente para velocidades mayores que $v'' \geq 1$ m/s las cuales son las que predominan en los enfriadores. Teniendo en

cuenta el enorme caudal de agua de enfriamiento que se emplea en los enfriadores de aire en general las velocidades del agua de enfriamiento normalmente exceden el valor $v'' \geq 1 \text{ m/s}$ (Berman et. al, 1984) e incluso se recomiendan valores mayores que $v'' \geq 2 \text{ m/s}$ (Mankovskii, 1976) el error al utilizar el modelo propuesto debe ser menor del 5 %.



_____ Datos experimentales de Aleksandrov. ----- Según Modelo Ec. 2.23

Figura 2.2. Comparación del modelo de ensuciamiento propuesto con los datos experimentales.

2.3 Metodología para determinar el Período Óptimo de Limpieza en Intercambiadores de Calor.

La Metodología elaborada se ilustrará para los enfriadores intermedios del Compresor Centrífugo 11 CO1 A de la Empresa de Fertilizantes de Cienfuegos. Uno de los factores que más incide en la economía de las instalaciones de compresión es la insuficiencia del enfriamiento del aire en los enfriadores intermedios, a causa de las

incrustaciones depositadas en las superficies de transferencia, tanto del lado del aire como del agua. El ensuciamiento de los enfriadores se refleja directamente en el incremento del costo de explotación, de aquí la necesidad de determinar los plazos racionales para su limpieza.

El procedimiento para determinar el período óptimo de limpieza de un intercambiador de calor se ilustrará para el caso de los 3 enfriadores intermedios del compresor centrífugo 11 CO1 A, accionado por turbina de vapor y enfriado por agua de mar. Para poder hallar el período óptimo de limpieza de los enfriadores intermedios de un compresor se necesita calcular el costo promedio diario de explotación y para poder determinar el costo promedio diario de explotación es necesario conocer cómo se modifican los parámetros de entrega y consumo del compresor en el tiempo de explotación τ_e , o sea, es necesario conocer las dependencias del flujo de gas en kg/día, entregado por el compresor: $G' = f(\tau_e)$ y su consumo específico de energía en kW-hr/día: $\omega = f(\tau_e)$ a causa del ensuciamiento de los enfriadores. Es evidente que si durante la explotación el compresor puede ser regulado para abastecer los requerimientos de la red en condiciones de ensuciamiento de los enfriadores, la potencia consumida por éstos se incrementará a causa de las deficiencias en el enfriamiento del gas, sin embargo, tal como se refleja en la literatura (Berman et. al. 1984) y como lo demuestran los experimentos realizados por (Aleksandrov M.B. 1973) el espesor de la capa de incrustaciones tiende a estabilizarse con el tiempo de explotación, como se vio en el modelo creado por (Cruz Morales, 2014) y descrito en el epígrafe 2.1, de aquí que las funciones $G' = f(\tau_e)$ y $\omega = f(\tau_e)$ tendrán este mismo comportamiento. En general se puede suponer que las dependencias anteriores tienen el carácter que se muestra en la Figura 2.3

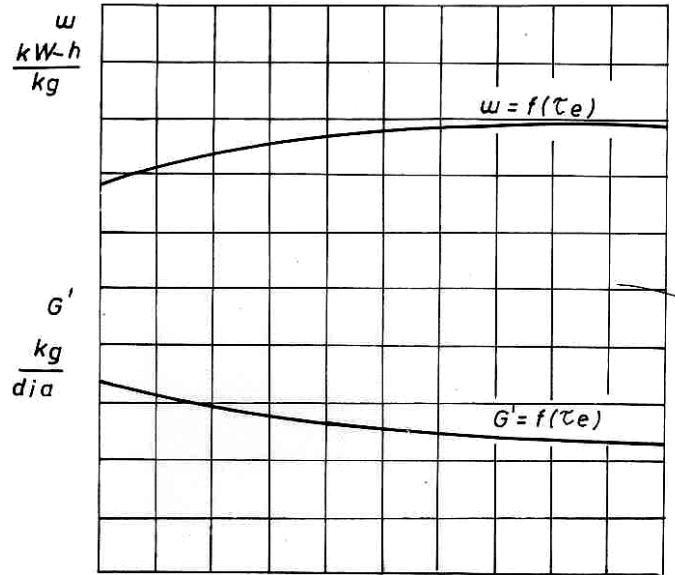


Figura 2.3 Dependencias del consumo específico de energía en kW – hr/kg y de la entrega de aire comprimido en kg/día del compresor.

Para una función continua cualquiera:

$$\bar{y} = \frac{\int_a^b f(x)dx}{b-a} \quad (2.24)$$

La integral $\int_a^b f(x)dx$ independientemente del carácter de la función se puede obtener por el método de los trapecios. De aquí que los valores medios del consumo específico y el flujo medio del compresor se puedan hallar por las expresiones:

$$\omega_{dm} = \frac{1}{2n} (\omega_0 + 2\omega_1 + \dots + 2\omega_{n-1} + \omega_n) \quad (2.25)$$

$$G'_{dm} = \frac{1}{2n} (G'_0 + 2G'_1 + \dots + 2G'_{n-1} + G'_n) \quad (2.26)$$

Donde:

$\omega_0, \omega_1, \dots, \omega_{n-1}, \omega_n$ y $G'_0, G'_1, \dots, G'_{n-1}, G'_n$ son los valores instantáneos del consumo específico y del flujo del compresor obtenidos para n intervalos igualmente espaciados de tiempo en el período de explotación τ_e .

Según (Murzin V.A. 1980) el costo promedio diario de producción del aire comprimido se puede hallar, para los compresores centrífugos, por una expresión de la forma:

$$C_{\text{expm}} = G'_{\text{dm}} (\beta \cdot \omega_{\text{dm}} \cdot c_e + c_a) + \frac{Z_e \cdot c_l}{\tau_e} \text{ Pesos/día} \quad (2.27)$$

Donde:

$G'_{\text{dm}} = f(\tau_e)$ - Flujo diario medio de aire entregado por el compresor en kg/día.

$\omega_{\text{dm}} = f(\tau_e)$ – Consumo específico medio diario de energía en kW-hr/kg

β – Coeficiente de ajuste del incremento del consumo específico medio diario con el tiempo de explotación.

c_e – Costo del kW-hr de energía en Pesos/kW-hr

c_a – Costo del aire comprimido en Pesos /kg

Z_e – Número de enfriadores de aire del compresor.

c_l – Costo de la limpieza de un enfriador en Pesos/enfriador

τ_e – Tiempo de explotación en días

La determinación del período óptimo entre limpiezas puede obtenerse analíticamente de las ecuaciones (2.24) a (2.27), si se conocen las funciones: $\omega = f(\tau_e)$ y $G' = f(\tau_e)$, determinando el tiempo τ_e para el cual el costo promedio diario de explotación es mínimo por la condición:

$$\partial C_{\text{exp}} / \partial \tau_e = 0$$

O por la vía gráfica construyendo la curva $C_{\text{exp}} = f(\tau_e)$ y determinando del gráfico el valor de τ_e para el cual se obtiene el $C_{\text{exp min}}$ como se muestra en la Figura 1.

Está claro que para poder comparar entre sí diferentes condiciones de explotación hace falta tener la posibilidad de apreciar el cambio de los parámetros ω y G' del compresor con el tiempo de explotación, por la vía de la investigación experimental, o mediante el cálculo. Este análisis será realizado a modo de ejemplo para el compresor centrífugo de aire de proceso de fabricación italiana de la firma "Nuovo Pignone" 11 CO1 A de Fertilizantes Nitrogenados de Cienfuegos, cuyos datos fueron obtenidos en el trabajo (Pérez Águila, 1984). La recopilación de los mismos se realizó con posterioridad al proceso de reparación general que se llevó a cabo en dicho compresor, donde se realizó la limpieza mecánica de los enfriadores intermedios del mismo y se contabilizaron los gastos en que se incurrió. Se utilizarán los datos existentes en la misma acerca del costo de la limpieza mecánica realizada en los enfriadores. La

instalación estaba adecuadamente equipada con instrumentos modernos de medición, de aquí que fuese posible medir todos los parámetros necesarios para obtener las dependencias de $G' = f(\tau_e)$ y $\omega = f(\tau_e)$ requeridas, tal como se explicó anteriormente. Las mediciones experimentales se realizaron durante un período de seis meses a partir del momento en que se inició la explotación del compresor con posterioridad a su reparación. Este compresor está accionado por turbina de vapor y es regulado mediante la variación de la velocidad de giro para mantener la presión de descarga constante durante la explotación. En el mismo el ensuciamiento de los enfriadores del lado del aire es prácticamente nulo de aquí que la función $G' = f(\tau_e) = \text{const.}$, o sea, en la expresión $G'_{dm} = 711\,120 \text{ kg/día} = \text{const.}$ Teniendo en cuenta que el costo de la energía consumida por un compresor que opera en el orden de 7 500 h/año es aproximadamente el 87% del costo total de operación (Kaesser T. 1996), la ecuación (2.27) para el caso analizado se puede escribir de la forma:

$$C_{\text{expm}} = G'_{dm} \cdot (\beta \cdot \omega_m \cdot \frac{c_e}{0.87} + c_a) + \frac{Z_e \cdot c_l}{\tau_e} \quad \text{Pesos/día} \quad (2.28)$$

En la Tabla 2.1 se muestran los resultados del cálculo del costo unitario de la energía consumida por el compresor c_e y el costo unitario de la limpieza por enfriador c_l . En el costo de producción por kg de vapor se tuvo en cuenta el hecho de que, para una Planta Generadora de vapor industrial, el costo del combustible es aproximadamente el 85% del costo total de operación de la planta. Los cálculos fueron actualizados sobre la base de la incorporación del precio del fuel oil para el año 2013 (Indexmundi. com). El consumo específico de la turbina se determinó experimentalmente (Pérez Águila, 1984) y sobre la base de estos datos se obtuvo el costo de la energía consumida por la misma, sin embargo, para la determinación del consumo específico del compresor fue necesario combinar los datos experimentales de presión y temperatura, antes y después de cada sección y de la entrega del compresor, con las ecuaciones de la metodología elaborada para el recálculo de las características del compresor pues al aumentar el tiempo de explotación la potencia consumida por la turbina crece no sólo a causa del ensuciamiento de la superficie de transferencia de los enfriadores, sino también, a causa del ensuciamiento de la superficie del condensador (Goytisoló, 1997).

Los resultados obtenidos en el cálculo de la potencia consumida por el compresor se dan en la Figura 2.4.

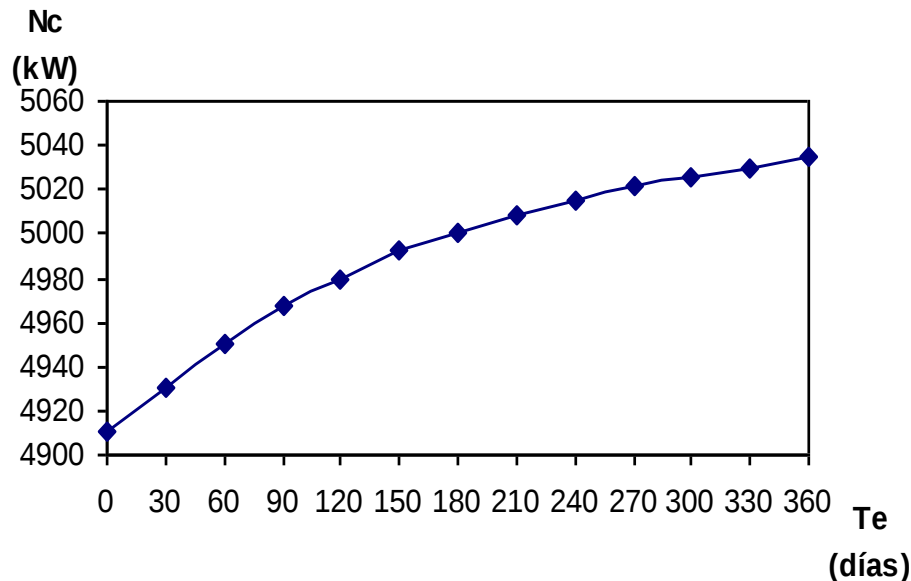


Figura 2.4 Consumo de Potencia del Compresor 11 CO1 A en el tiempo de explotación en condiciones de ensuciamiento de los enfriadores.

2.4 Análisis de los Resultados.

En la Tabla 2.2 se muestran los resultados de los cálculos del costo medio diario de explotación, realizados para diferentes períodos entre limpiezas.

Como se aprecia en esta Tabla 2.2 el período óptimo entre limpiezas se corresponde a 60 días, para el cual el costo promedio diario de explotación es mínimo, e igual a: 9 911,01 pesos/día. Si la limpieza no se realiza durante un año, el costo promedio diario de explotación se eleva a 9 986,92 pesos/día, lo que significa que la empresa perderá diariamente 75,91 pesos/día, que implica en 300 días de operación en el año, una pérdida de 22 773 pesos/año. Si la limpieza se realiza con una frecuencia de dos años esta pérdida se eleva a 42 819 pesos/año.

Para establecer un plazo racional para la limpieza de los enfriadores, hay que evaluar estas pérdidas económicas en dependencia de las pérdidas que pueda representar la parada del compresor para realizar la limpieza de los mismos y es posible que convenga, desde el punto de vista técnico-económico modificar este plazo ajustándolo a las paradas programadas para mantenimiento general de la Planta.

Tabla 2.1 Datos necesarios para el cálculo del período óptimo de limpieza de los enfriadores				
Parámetro		Designación y fórmula	U/M	Magnitud del Parámetro
Costo de la energía consumida por el compresor	Capacidad del Generador de Vapor que alimenta la turbina	$G_{G.V.}$	$kg_{vapor}/t_{fuel\ oil}$	13 000
	Costo de una tonelada de fuel oil	$C_{t.f.o.}$	Pesos/ $t_{fuel\ oil}$	170,00
	Costo del combustible por kg de vapor	$C_{comb.} = C_{t.f.o.} / G_{G.V.}$	Pesos / kg_{vapor}	0, 0131
	Costo de producción de un kg de vapor	$C_{vapor} = C_{comb}/0,85$	Pesos / kg_{vapor}	0,0154
	Consumo específico de la turbina en el período investigado	q_{mt}	$kg_{vapor} / kW - hr$	4,596
	Costo de la Energía consumida por el compresor	$C_e = C_{vapor} \cdot q_{mt}$	Pesos / $kW - hr$	0,069
Costo de Producción del aire	Salario de los Operadores del Compresor	S_{oc}	Pesos / día	32,88
	Producción promedio diaria de aire comprimido en el período investigado	G'_{dm}	$kg_{aire}/día$	711 120
	Costo de producción del aire comprimido	$C_a = S_{oc} / 0,8 \cdot G'_{dm}$	Pesos kg_{aire}	0,0000578
Costo de Limpieza de un enfriador	Salario de los obreros participantes en la limpieza	S_{ol}	Pesos / hr	11,77
	Tiempo de duración de la limpieza	τ_l	hr	76,75
	Gastos en salarios en la limpieza de un enfriador	$C_{s.l.}$	Pesos / enfriador	903,34
	Gastos en barrenas rotas y otros materiales más la energía consumida en la limpieza (Para el año 1996)	$C_{m y e}$	Pesos / enfriador	117,03
	Costo total de la limpieza de un enfriador	$C_l = C_{s.l.} + C_{m y e}$	Pesos / enfriador	1 020,37

Tabla 2.2 Costo promedio diario de explotación en función del período entre limpiezas de los enfriadores del compresor centrífugo "Nuovo Pignone"					
τ_e días	Potencia media demandada por el compresor en el período τ_e N_{mc} - kW	Consumo específico medio del compresor ω_m kW-h / kg	Costo medio de producción del aire comprimido Pesos / día	Costo medio de la limpieza de los enfriadores del compresor Pesos / día	Costo total de explotación del compresor Pesos / día
30	4 920,9	0,1661	9 636,30	102,04	9 938,34
60	4 934,1	0,1665	9 859,99	51,02	9 911,01
90	4 943,8	0,1669	9 883,67	34,01	9 917,68
120	4 951,8	0,1671	9 895,52	25,51	9 921,03
150	4 958,7	0,1674	9 913,28	20,41	9 933,69
180	4 064,9	0,1676	9 925,13	17,01	9 942,14
210	4 970,3	0,1677	9 931,03	14,59	9 945,63
240	4 975,3	0,1679	9 942,89	12,76	9 955,65
270	4 980,0	0,1681	9 954,74	11,34	9 966,08
300	4 984,3	0,1682	9 960,66	10,20	9 970,86
330	4 988,4	0,1684	9 972,50	9,28	9 981,78
360	4 002,3	0,1685	9 978,42	8,50	9 986,92
390	4 995,9	0,1686	9 984,35	7,85	9 992,20
420	4 999,4	0,1687	9 990,27	7,29	9 997,56
450	5 002,7	0,1688	9 996,19	6,80	10 003,00
480	5 005,9	0,1689	10 002,11	6,38	10 008,49
510	5 009,0	0,1691	10 013,96	6,00	10 019,96
540	5 011,9	0,1692	10 019,88	5,67	10 025,55
570	5 014,8	0,1692	10,022,84	5,37	10,028,21
600	5 017,5	0,1693	10 025,80	5,10	10 030,90
630	5 020,2	0,1694	10 031,72	4,86	10 036,58
660	5 022,8	0,1695	10 037,64	4,64	10 042,28
690	5 025,3	0,1696	10 043,58	4,44	10 048,00
720	5 027,7	0,1697	10 049,49	4,25	10 053,74

2.5 Conclusiones Parciales del Capítulo II

1. La utilización combinada de los cálculos analíticos, con las mediciones experimentales y el empleo del criterio para cálculo técnico-económico conocido como Criterio del Costo Mínimo, posibilitan determinar las pérdidas económicas originadas durante la explotación de los compresores centrífugos en condiciones de ensuciamiento para determinar el período óptimo de limpieza de los enfriadores de aire.

2. La utilización combinada de estos métodos da también la posibilidad de apreciar las pérdidas económicas originadas por la violación del gráfico de limpieza de los enfriadores, lo que permite decidir cual pudiera ser el plazo más racional para la limpieza periódica de los enfriadores.
3. Cálculos económicos similares pueden ser realizados para otras instalaciones energéticas, gracias a las posibilidades que ofrece la metodología descrita para procesar los datos necesarios para evaluar diferentes alternativas en la explotación de los intercambiadores de calor y sus gastos de limpieza y tomar de esa forma las decisiones más adecuadas.

CAPÍTULO III

Capítulo III. Evaluación técnico-económica de la posibilidad de mantener un enfriador de reserva para la realización de la limpieza de los enfriadores de un compresor.

3.1 Costo promedio diario de explotación en función del período entre limpiezas de los enfriadores del compresor centrífugo “Nuovo Pignone”.

En la Tabla 3.1 se muestran los resultados del costo promedio diario de producción del aire comprimido, el costo promedio diario de limpieza de los enfriadores intermedios y el costo promedio diario total de explotación en Pesos/día para diferentes plazos entre limpiezas, desde 30 días hasta 720 días obtenidos en el Capítulo anterior.

τ_e días	Potencia media demandada por el compresor en el período τ_e , N_{mc} - kW	Consumo específico medio del compresor ω_m kW-h/ kg	Costo medio de producción del aire comprimido Pesos / día	Costo medio de la limpieza de los enfriadores del compresor Pesos / día	Costo promedio diario de explotación del compresor Pesos / día
30	4 920,9	0,1661	9 636,30	102,04	9 938,34
60	4 934,1	0,1665	9 859,99	51,02	9 911,01
90	4 943,8	0,1669	9 883,67	34,01	9 917,68
120	4 951,8	0,1671	9 895,52	25,51	9 921,03
150	4 958,7	0,1674	9 913,28	20,41	9 933,69
180	4 064,9	0,1676	9 925,13	17,01	9 942,14
210	4 970,3	0,1677	9 931,03	14,59	9 945,63
240	4 975,3	0,1679	9 942,89	12,76	9 955,65
270	4 980,0	0,1681	9 954,74	11,34	9 966,08
300	4 984,3	0,1682	9 960,66	10,20	9 970,86
330	4 988,4	0,1684	9 972,50	9,28	9 981,78
360	4 002,3	0,1685	9 978,42	8,50	9 986,92
390	4 995,9	0,1686	9 984,35	7,85	9 992,20
420	4 999,4	0,1687	9 990,27	7,29	9 997,56
450	5 002,7	0,1688	9 996,19	6,80	10 003,00
480	5 005,9	0,1689	10 002,11	6,38	10 008,49
510	5 009,0	0,1691	10 013,96	6,00	10 019,96
540	5 011,9	0,1692	10 019,88	5,67	10 025,55
570	5 014,8	0,1692	10,022,84	5,37	10,028,21
600	5 017,5	0,1693	10 025,80	5,10	10 030,90
630	5 020,2	0,1694	10 031,72	4,86	10 036,58
660	5 022,8	0,1695	10 037,64	4,64	10 042,28
690	5 025,3	0,1696	10 043,58	4,44	10 048,00
720	5 027,7	0,1697	10 049,49	4,25	10 053,74

Como se aprecia en esta Tabla 3.1 el período óptimo entre limpiezas se corresponde a 60 días, para el cual el costo promedio diario de explotación es mínimo, e igual a: 9 911,01 pesos/día. Si la limpieza no se realiza durante un año, el costo promedio diario de explotación se eleva a: 9 986,92 pesos/día, lo que significa que la empresa perderá diariamente 75,91 pesos/día, que implica en 300 días de operación en el año, una pérdida de 22 773 pesos/año. Si la limpieza se realiza con una frecuencia de dos años esta pérdida se eleva a 42 819 pesos/año.

Para establecer un plazo racional para la limpieza de los enfriadores, hay que evaluar estas pérdidas económicas en dependencia de las pérdidas que pueda representar la parada del compresor para realizar la limpieza de los mismos y es posible que convenga, desde el punto de vista técnico-económico adquirir un enfriador de reserva para la realización de la limpieza periódica de los enfriadores sin violar el gráfico óptimo para las limpiezas.

3.2 Evaluación Técnico – Económica de la posibilidad de adquirir un enfriador de reserva para cumplir estrictamente el gráfico de limpieza de los enfriadores intermedios del Compresor 11 CO 1 A.

La evaluación técnico económica de la posibilidad de adquirir un enfriador de reserva se realizó para el mismo compresor “Nuovo Pignone” de fabricación italiana de cuatro secciones con tres enfriadores intermedios, de capacidad volumétrica de aire comprimido $V' = 440 \text{ m}^3/\text{min}$, presión en la descarga $p_f = 3,52 \text{ MPa}$ y potencia nominal $N_c = 5\,250 \text{ kW}$, accionado por turbina de vapor y suponiendo que el enfriador de reserva tenga una superficie de transferencia igual a la del mayor de los tres enfriadores intermedios, cuya superficie de transferencia es de $A = 155,5 \text{ m}^2$. Se evaluaron cinco variantes:

1. Con enfriador de reserva, cumpliendo estrictamente el gráfico de limpieza: $\tau_l = 60$ días, lo que significa que el costo promedio diario de explotación sería de 9 911,01 pesos/día (Tabla 1) y el compresor operará continuamente sin interrupciones para la limpieza el tiempo previsto 300 días/año, o sea, 7 200 h/año.
2. Sin enfriador de reserva, cumpliendo estrictamente el gráfico de limpieza: $\tau_l = 60$ días, lo que implica que se dedicarán 18 días/año a la limpieza de los enfriadores

(tres días/limpieza). El costo promedio diario de explotación será también de 9 911,01 pesos/día, pero el compresor sólo podrá producir 282 días/año, con la consiguiente pérdida en el volumen y en el valor de la producción de aire comprimido.

3. Sin enfriador de reserva, pero limpiando los enfriadores cada seis meses, el costo promedio diario de explotación es de 9 942,14 pesos/día y el compresor operará 294 días/año.
4. Sin enfriador de reserva, limpiando los enfriadores una vez al año, el costo promedio diario de explotación se eleva a 9 986,92 pesos/día, pero el compresor opera 297 días/año.
5. Sin enfriador de reserva, limpiando los enfriadores cada dos años, con un costo promedio diario de explotación de 10 053,74 pesos/día y el compresor sólo deja de producir 1,5 días/año, lo que implica que las pérdidas en el volumen y en el valor de la producción son mínimas.

En el análisis se consideró una vida útil de la instalación de 144 000 h y un valor residual de la instalación al concluir la vida útil de 20% del costo de adquisición del equipamiento (Martínez, et. al. 1995).

En la Tabla 3.2 se dan los resultados del cálculo de la inversión inicial de la instalación de compresión sin y con enfriador de reserva, basado en el USD del año 2012.

Tabla 3.2. Costo de la inversión inicial de un compresor similar al Nuovo Pignone sin y con enfriador de reserva.					
Parámetro			Desig.	Fórmula de cálculo/o fuente de referencia.	Valor en USD
Costo de Adquisición del compresor	Compresor centrífugo accionado por turbina de vapor con $N_{c_0} = 4000$ hp = 2940 kW y hasta 1000 psig= 6.94 MPa, incluido el elemento motriz, la transmisión, los enfriadores y equipos auxiliares para el USD del año 1979.		Eq_{079}	(Peters M.S. et. al. 1981)	820 000
	Compresor centrífugo accionado por turbina de vapor con $N_c=5250$ kW y 3.52 MPa, incluido el elemento motriz, la transmisión, los enfriadores y los equipos auxiliares para el USD del año 1979.		Eq_{79}	$Eq_{79} = \left(\frac{N_c}{N_{c_0}} \right)^{0,6} Eq_{079}$ Regla de las seis décimas	1 161 184
	Índices de costo	Año 1979	IC_{1979}	Indicadores económicos (1987)	238,7

		Año 2012	IC ₂₀₁₂	Perry's Chemical Engineering Handbook. (2012).	460
	Costo para el USD del año 2012.		Eq ₂₀₁₂	$Eq_{2012} = \left(\frac{IC_{2012}}{IC_{1979}} \right) Eq_{79}$	2 237 723
Costo de Instalación del compresor	Materiales requeridos para la instalación (C = 69 USD mat/100 USD equipo)		M ₂₀₁₂	M ₂₀₁₂ = Eq ₂₀₁₂ C/100 (Klumpar-Parte 2, 1985)	1 544 029
	Mano de obra requerida para la instalación Dc = 44,1 USD m. de o. /100 USD equipo.		LC ₂₀₁₂	LC ₂₀₁₂ = Eq ₂₀₁₂ Dc/100 (Klumpar-Parte 3, 1985)	986 836
	Ajuste y puesta a punto del equipo De = 0,036 USD m. de o/ 100 USD equipo.		Le ₂₀₁₂	Le ₂₀₁₂ = Eq ₂₀₁₂ De/100 (Klumpar-Parte3, 1985)	8 056
Costo del equipo instalado	Costo para el año 2012		I ₂₀₁₂	I ₂₀₁₂ = Eq ₂₀₁₂ + M ₂₀₁₂ + LC ₂₀₁₂ + Le ₂₀₁₂ (Klumpar-Parte 3, 1985)	4 776 644
Costo de adquisición del enfriador de reserva	Intercambiador de calor con cabezales fijos, de tubos lisos de acero inoxidable tipo 304, de 16 pie de largo, de ¾ plg. de diámetro exterior, operando a 450 psig con una superficie de 155 m² para el USD del año 1979.		E'q _{o79}	(Indicadores económicos, 1987)	37 000
	Intercambiador de calor con cabezales fijos, de tubos lisos de acero inoxidable tipo 304, de 20 pie de largo, de 7/8 plg. de diámetro exterior, operando a 450 psig con una superficie de 155 m² para el USD del año 1979.		E'q ₇₉	Eq ₇₉ = C _d C _e C _p E'q _{o79} C _d = 1,044 C _e = 0,95 C _p = 1,34 (Peters, et. al. 1981)	49 173
	Costo para el USD del año 2012		E'q ₂₀₁₂	$E'q_{2012} = \left(\frac{IC_{2012}}{IC_{79}} \right) E'q_{79}$	94 762
Costo de instalación del enfriador de reserva	Materiales requeridos para la instalación (C = 79 USD mat./100 USD equipo)		M'84	M'2012 = E'q ₂₀₁₂ c/100 (Klumpar-Parte 2, 1985)	74 862
	Mano de obra requerida para la instalación (Dc = 43,9 USD. m. de obra/100 USD equipo)		L'C ₈₄	L'C ₂₀₁₂ = E'q ₂₀₁₂ Dc/100 (Klumpar-Parte 3, 1985)	41 600
	Ajuste y puesta a punto del equipo (De = 0,9 USD labor/ 100 USD equipo)		L'e ₈₄	L'e ₂₀₁₂ = E'q ₂₀₁₂ De/100 (Klumpar-Parte 3, 1985)	8 529
Costo del equipo instalado	Costo para el año 2012		I'2012	I'2012 = E'q ₂₀₁₂ + M'2012 + L'c ₂₀₁₂ + L'e ₂₀₁₂	219 753
Inversión inicial con enfriador de reserva para el USD del año 2012			Ier ₂₀₁₂	Ier ₂₀₁₂ = I ₂₀₁₂ + I'2012	4 996 397

y en la Tabla 3.3 se dan los resultados del cálculo según los diferentes criterios existentes para la evaluación económica de inversiones (Portuondo, 2006) de las diferentes variantes analizadas.

Tabla 3.3 Evaluación técnico-económica de las diferentes alternativas.								
Parámetro	Símbolo	U/M	Fórmula o Referencia	I	II	III	IV	V
Inversión Inicial	I	Miles de pesos	Tabla 2	4 996,4	4 776,7			
Producción promedio diaria de aire comprimido	G´ _{dm}	kg/día	Datos del compresor	711 120				
Días de operación/año	τ _e	días/año	Según días consumidos en limpieza	300	282	294	297	298,5
Costo del kg de aire comprimido	C _{a.c.}	pesos/kg	Estimado como 40 % del costo del kW-hr	0,036				
Valor de la producción/año	VP	MP/año	G´ _{dm} ·C _{a.c.} · τ _e /1000	7 660,1	7 219,3	7 526,5	7 603,3	7 641,7
Período entre limpiezas	τ _l	días	Según gráfico de limpiezas	60	60	180	360	720
Costo promedio diario de explotación	C _{exp. d.m.}	Pesos/día	Tabla 3.1	9 911,1	9 911,1	9 942,14	9 986,92	10 053,74
Costo de la producción /año	CP	MP/año	C _{exp.d.m.} · τ _e /1000	2 973,3	2 795,0	2 923,0	2 966,1	3 001,1
% Recuperación	% Recup.	%	%Recup.=100· (VP-CP)/I	94	93	96	97	97
Período Recuperación	P.R.I.	años	PRI=I/(VP-CP)	1,07	1,08	1,04	1,03	1,03
Flujo de caja/año	Q	MP/año	Q=VP-CP	4 706,8	4 424,3	4 603,5	4 637,2	4 640,6
Tasa neta de descuento	d	-	d=(k-1)/(1-i) k=0,2 i=0,04	0,167				
Años de explotación	N	años	N =144 000 horas /24·τ _e	20	21,28	20,41	20,20	20,10
Valor Actual Neto	VAN	MP	VAN = - I + Q(1+d) ^N - 1/d·(1+d) ^N	21 904	20 725	21 610	21 764	21 765
Tasa Interna de Retorno	TIR	%	TIR = d·100 Para VAN _d =0	111	109	113	114	114
Valor residual de la Inversión	VR	MP/año	VR = 0,2 I	999,28	955,34			
Costo del Ciclo de Vida	CCV	MP	CCV = I + CP((1+d) ^N - 1)/d·(1+d) ^N + -VR(1/(1+k)) ^N	21 967,1	20 866,4	21 510	21 732	21 919

3.3 Análisis de los Resultados.

Como se aprecia en esta última tabla según los criterios: % de recuperación y período de recuperación, no se justifica el empleo del enfriador de reserva, incluso estos indicadores mejoran cuando se prolonga el período entre limpiezas, o sea, que según estos criterios no se justifica, no sólo el empleo del enfriador de reserva, sino que no se justifica tampoco limpiar los enfriadores.

Cuando se aplican los criterios modernos VAN y TIR, las conclusiones a las que se arriba son hasta cierto punto opuestas, el mayor VAN se obtiene con el enfriador de reserva lo que justifica lo conveniente de su empleo, sin embargo, también se puede concluir que de no utilizar el enfriador de reserva es ventajoso desde el punto de vista técnico-económico prolongar el período entre limpiezas, incluso, se puede apreciar en los cálculos reflejados en la Tabla 3.3 que prolongar este período más allá de los dos años puede resultar tan ventajoso que el VAN pudiera ser superior al de la variante con enfriador de reserva, lo que cuestiona evidentemente la necesidad del empleo del mismo. La TIR por otro lado da mayor en el caso de no existir enfriador de reserva y períodos prolongados de limpieza.

Sin embargo, realmente lo cuestionable es si el empleo de los criterios VAN y TIR son los más adecuados en este caso, ya que los flujos de caja reflejados en la Tabla 3.3 son estimados sobre la base de un valor del m^3 de aire comprimido, igual al 40% del valor del kW-h según recomendaciones dadas en (Karabin, 1964), y realmente el valor del aire comprimido dentro del proceso de producción de la Planta es muy relativo y las afectaciones provocadas por la limpieza de los enfriadores en el valor de éste, dependerán no absolutamente del tiempo total que el compresor esté parado para la limpieza de los enfriadores, sino de las afectaciones que por causa de las paradas se introduzcan en el proceso productivo y estas pudieran ser incluso evitadas si se acomodan las limpiezas a los períodos de parada originados por otras causas.

Un criterio más adecuado para obtener conclusiones definitivas en este caso es el Costo del Ciclo de Vida CCV. En la Tabla 3.3 se da el Costo del Ciclo de Vida para las diferentes variantes analizadas. Los menores costos se obtienen, como se aprecia, sin el enfriador de reserva y éstos disminuyen en la medida en que se reduce el plazo entre las limpiezas hasta el valor óptimo $\tau_{\text{opt}} = 60$ días. Cuando el plazo entre limpiezas

excede los dos años el CCV crece tanto que ya supera el valor del CCV que se obtiene con enfriador de reserva y se justificaría en este caso el empleo de este último.

3.4 Conclusiones Parciales del Capítulo III

1. El CCV del compresor 11 CO1-A con enfriador de reserva es muy elevado, a causa de la elevada inversión inicial que implica la adquisición e instalación del enfriador de reserva y a pesar de que el VAN de la instalación se eleva considerablemente, no se justifica totalmente económicamente su empleo.
2. Lo más racional desde el punto de vista técnico-económico es, prescindiendo del enfriador de reserva, realizar la limpieza de los enfriadores con la mayor frecuencia posible, tendiendo hacia el plazo más racional ($\tau_{opt} = 2$ meses), pero es imprescindible adecuar los momentos de parada del compresor para la realización de su mantenimiento, a las paradas ocasionadas en el proceso por otras causas, evitando de esta forma las afectaciones que las limpiezas ocasionan en el proceso productivo, elevándose el VAN y la TIR de la instalación y manteniéndose entonces el CCV lo más bajo posible.
3. Si no resultara posible, por razones de la producción, realizar la limpieza de los enfriadores con plazos entre éstas, inferiores a los dos años, entonces resulta económicamente ventajoso la adquisición del enfriador de reserva ya que en caso contrario el CCV de la instalación sin enfriador de reserva sería superior al de la instalación con este último en la que se puede cumplir estrictamente el gráfico entre las limpiezas sin ninguna afectación en la producción.

CONCLUSIONES GENERALES

Conclusiones Generales

Como resultado de la investigación realizada en el presente trabajo se pueden establecer las siguientes conclusiones generales:

- Se profundizó en la influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia de los enfriadores intermedios en los parámetros de trabajo de las instalaciones de compresión, identificándose los perjuicios que esta situación genera.
- Durante la explotación de los compresores centrífugos, el ensuciamiento progresivo de los enfriadores intermedios produce la modificación de las características del compresor en su conjunto. El perjuicio que se origina en las características depende en gran medida del tipo de agente enfriante (más intenso cuando se emplea agua de mar) y de la capacidad y complejidad constructiva del compresor, en particular del número de enfriadores. De aquí que sea necesario evaluar las afectaciones en las características de los compresores centrífugos para diferentes períodos de explotación, con el objetivo de apreciar cómo el ensuciamiento afecta sus parámetros de trabajo y determinar las pérdidas económicas y los períodos óptimos de limpieza con ayuda del cálculo técnico-económico. Esto es muy importante para los compresores de gran complejidad constructiva, o sea, con varios enfriadores intermedios.
- Mediante el empleo de la metodología establecida en el presente trabajo puede ser determinado el período óptimo entre limpiezas para los enfriadores intermedios y poder de esta forma reducir los sobreconsumos de energía, que por esta causa se originan en los compresores centrífugos en general.
- Pudiera resultar conveniente en algunos casos preparar la instalación de compresión con un enfriador de reserva, de manera que sea posible sacar de servicio progresivamente cada uno de los enfriadores, desviando el gas hacia el enfriador de reserva, sin pasarlo por el enfriador intermedio correspondiente. En los cálculos realizados ha quedado demostrado que puede resultar económico operar el compresor con el enfriador de reserva durante cierto período para cumplir estrictamente los gráficos de limpieza de los enfriadores, sin que sea necesario detener completamente el proceso productivo para realizar esta operación y no prolongar excesivamente el período de explotación sin limpiezas. La prolongación de este período provoca el deterioro de las características del compresor, hasta hacerlo inutilizable para satisfacer los requerimientos de la red y entonces se hará imprescindible detener el proceso productivo, aunque en el presente trabajo se demuestra que esta afirmación no es absoluta.

RECOMENDACIONES

Recomendaciones

Con el fin de darle continuidad al trabajo se establecen las siguientes recomendaciones:

- Continuar las investigaciones teóricas y experimentales sobre el ensuciamiento de los enfriadores, tanto del lado del aire como del agente enfriante, en particular para las condiciones de la industria de cemento y la minería y para aquellos casos en que se utilice agua de mar como agente enfriante, con el objetivo de obtener modelos reales de ensuciamiento en estas condiciones y poder aplicar de forma más exacta los resultados de este trabajo en la industria cubana.
- Adaptar la metodología elaborada a compresores centrífugos que comprimen otros gases industriales, con el fin de ampliar su campo de utilización.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Referencias Bibliográficas

- Abraham, F. F (2006). Resultados de la aplicación de la metodología de auto aprendizaje del método de los elementos finitos a casos de transferencia de calor. Ingeniería 14 (1): 26-35.
- Aleksandrov, M. B. (1973). Investigación del ensuciamiento de los aparatos intercambiadores de calor. Memorias de los Eventos Científicos del Instituto de Investigación "Khimmasha". Rusia, Revista No.7, p.97-102
- Arkhangelskii, L. N (1976). Influencia del enfriamiento intermedio en las características de los compresores centrífugos. Memorias del Evento Científico sobre Técnica y Cibernética de Minas. Rusia, Revista No.40, p.53-58.
- Bell, K. J. (1963). Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchangers, University of Delaware, Engineering Experimental Station. Bulletin No. 5, 1963
- Bell, K. J. (1988). method for shell-side design, in: R.K. Shah, E.C. Subbarao, R.A. Mashelke (Eds.), Heat Transfer Equipment Design Hemisphere Publishing, New York, p. 145.
- Berman, Y. (1984). Sistemas de enfriamiento de las instalaciones compresoras. Editorial Mashinostroenie.
- Borisov, F. I. (1975). Metodica para la descripción de las características de presión de los compresores centrífugos en forma empírica. Revista: Energética Industrial. Rusia, No.5, 1975, p.45-47.
- Bott, T. R. (1979). Ensuciamiento en equipos intercambiadores de calor. Revista: Chemical Engineering. USA, vol.78, No.11, p.391-395.
- Brealey, R. S. M. (1993). Fundamentos de financiación empresarial. 4ta Edición. Editorial Mc Graw -Hill, España.
- Chapman, A. (1984). Transferencia de calor. New York: Editorial McMillan, 340 p.
- Collier, J. G. (1986). Ensuciamiento y corrosión en los intercambiadores de calor. Washington: Hemisphere Publ. Corp.
- Crittenden, D. B. (1987). Modelación del ensuciamiento con hidrocarburos. Revista: Chemical Engineering Research and Design. Inglaterra, vol.65, No.2, p.171-179.
- Cruz Morales, Z. (2013). Estudio del comportamiento térmico e hidrodinámico de los enfriadores de tubos y coraza de aire húmedo.
- Cruz Morales, Z. (2014). Modelo matemático para evaluar la influencia del ensuciamiento del agua de enfriamiento en las pérdidas hidráulicas y en la transferencia de calor de los enfriadores de aire. Trabajo de Diploma en opción del Título de Ingeniero Químico. Dr. Rafael Goytisoló, M.Sc. Mayda Bárbara Reyes, Ing. Reinier Valdés: Tutores. Julio 2013.
- Cuba, C. N. E. (1993). Comisión Nacional de Energía. Programa de Desarrollo de las Fuentes Nacionales de Energía. La Habana: Editado por C.N.E., Junio, 78 p.
- Dávila Moya, W. O. R. (2006). Diseño y Construcción de un Intercambiador de Calor de Placas. Trabajo de Diploma. Escuela Politécnica Nacional. Escuela de Ingeniería Mecánica. Quito. Ecuador
- Dungi, X. (1986). Correlación funcional de la temperatura superficial y velocidad del flujo durante el ensuciamiento de torres de enfriamiento de agua. Revista: Heat Transfer Engineering, USA, vol. 7, No.1, p.63-71.

- Dykhno, A. Y. (1974). Utilización del agua de mar en las estaciones termoeléctricas.
- Dykhno, A. Y. (1994). Utilización del agua de mar en las estaciones termoeléctricas. Moscú: Editorial Ehnergia, 272 p
- Fanjul Suárez, J. L. (1995). La decisión de crear una empresa. Madrid: Editorial EDAE
- Fassbender, L. (1985). Base de datos sobre el ensuciamiento de los intercambiadores de calor en la industria. Proceedings of the Exposition and Symposium on Industrial Heat Exch. Tech. Pittsburgh, P.A, USA, Nov. 6-8. Publicado por: ASM Energy Div., Metals Park, OH, USA, p.227-238.
- Fuentes, R. R. (2005). Método de diferencias finitas en mallas irregulares con soluciones analíticas parciales aplicado al flujo hidrodinámico. Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería 21(3): 263-272.
- Gavra, G. G. (1982). Cálculo térmico e hidráulico de los aparatos intercambiadores de calor en las instalaciones de compresión. Leningrado: Publicaciones L.P.I, 70 p.
- Geller, Z. T. (1961). Influencia del ensuciamiento de las superficies de condensadores de refrigeración. Revista: Neftepererabotka neftekhimiya, Rusia, No.10, p.34-38.
- Gil Fundora, S. (1980). Problemas de las incrustaciones de carbonato de calcio en los enfriadores de la Empresa de Fertilizantes Nitrogenados de Cienfuegos. Informe Técnico, E.F.N.C, 2 p
- Giraldo, G. D. (2005). Cálculo numérico de un modelo de evaporador con recompresión mecánica de vapor, Ingeniería Javeriana. 40(1): 47-55.
- Goytisolo Espinosa, R. (1997). Recálculo y regulación de los compresores centrífugos de aire con enfriamiento externo. Tesis en opción del Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas. Universidad de Cienfuegos.
- Incropera, F. P. (1993). Fundamentos de la transferencia de calor y masa. New York: Editorial John Willei and Sons.
- Indexmundi.com. (2013). Datos del costo del fuel oil. Documento de Internet.
- Indicadores Económicos. (1987). Chemical Engineering (USA), vol.94, No.18, 1987, p.7.
- Isachenko, V. P. (1981). Termotransferencia. Moscú: Editorial Ehnergoizdat, 417 p.
- Ixtapan Ledezma, G. A. (2009). Reducción del factor de ensuciamiento en intercambiadores de calor de un solo paso mediante la aplicación de un óptimo tratamiento químico al agua de enfriamiento. Trabajo de Diploma por el Título de Ingeniero Químico. Universidad Veracruzana. Coatzacoalcos, Veracruz, México, Octubre 2009.
- James, C. A. (2005). The application of uncertainty analysis to cross-Flow Heat Exchanger Performance Predictions, ASME/JSME Thermal Eng. Proc. Int. Symp. on Refined Flow Modelling and Turbulence Measurements, Paris, France, October.
- Kaesser, T. (1996). Ahorro de recursos en el suministro de aire comprimido. Un problema del sistema. German Pumps, Compressors, Vacuum Pumps'96 (Alemania), 1996, p.98-104. (En inglés).
- Kanebets, G. E. (1982). Intercambiadores de calor y sistemas de intercambiadores de calor. Moscú: Editorial Naukova Dunka.
- Karabin, A. I. (1984). Aire comprimido. Moscú: Editorial Mashinostroenie, 1964.--343 p. (En ruso).
- Kern, D. Q. (1959). Ensuciamiento superficial. Cómo calcular los límites? Revista. Chem. Eng. Progr. USA, vol.55, No.6, p.71-75.
- Khyshpullian, M. M. (1974). Indicadores técnico-económicos de las instalaciones y

- compresores modernos. Moscú: Editorial Nedra.
- Klumpar, I. V. S. (1985). Factores de costo actualizados .parte2. Materiales para instalaciones. Chemical Engineering (USA), vol.92, No.17, p.76-77.
- Klumpar, I. V. S. (1985). Factores de costo actualizados. Parte 3. Trabajos de instalación. Chemical Engineering (USA), vol.92, No.17, p.76-77.
- Knudsen, J. G. (1984). Ensuciamiento de intercambiadores de calor: Estamos resolviendo el problema?. Revista: Chem. Eng. Progr. USA vol.80, No.2, p.63-69.
- Lahm, L. K. (1986). Ensuciamiento por precipitación del agua de enfriamiento. En: Heat Exchanger Sources.--Washington: Hemisphere Publ.
- Mankovskii, O. N. (1976). Aparatos intercambiadores de calor de la industria química. Leningrado: Editorial Khimiya.
- Marner, W. J. (1986). Ensuciamiento del lado del gas. Revista: Mechanical Engineering, USA, vol.108, No 3, p.70-77.
- Martínez, M. T. (1995). Económicas: Costo del Ciclo de Vida. En: Stand-alone Photovoltaic Systems a Handbook of Recommended Design Practices. New México: Editado por: Photovoltaic Design Assistance Center. Sandia National Laboratories. Albuquerque, New México.
- Mikheev, M. L. M. (1973). Fundamentos de la Termotransferencia. Moscú: Editorial Ehnergiya.
- Murzin, V. A. (1980). Determinación de la efectividad de la limpieza periódica de los enfriadores intermedios de los turbocompresores de las minas. Rusia.Revista No.36, p.65-68.
- Pavlov, K. F. (1981). Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química. Moscú: Editorial MIR.
- Pérez Águila, S. (1984). Investigación de los enfriadores intermedios del compresor centrífugo 11CO1 A de la Empresa de Fertilizantes Nitrogenados de Cienfuegos. Trabajo de Diploma: I.S.T.C. Fac. Ingeniería, 67 h. Rafael Goytisol Espinosa, tutor.
- Portuondo, F. (2006). Economía de Empresas industriales. La Habana: Editorial Félix Varela.
- Reitzer, B. J. (1964). Razón de formación de incrustaciones en intercambiadores de calor tubulares. Revista. Ind. and. Eng. Chem. USA, vol.3, No.4, p.345-350.
- Ris, V. F. (1970). Obtención de las características de las máquinas compresoras que trabajan con gases por el método de la investigación con aire.Revista: Ehnergomashinostroenie, No.6, p.4-11.
- Ris, V. F. (1981). Máquinas compresoras centrífugas. Moscú: Editorial Mashinostroenie, .
- Salazar Valdez, J. S. (2001). Diseño de Equipos de Transferencia de Calor. Tesis de Maestría. Son Nicolás de los Garza. Universidad Autónoma de Nueva León.
- Sokolovskii, S. P. (1976). Variación de la "calidad" de los enfriadores intermedios de aire de los turbocompresores a causa del ensuciamiento de las superficies de transferencia. Rusia.Revista No.29, p.60-63.
- Somerscales, E. F. (1987). Ensuciamiento de las superficies de transferencia debido a los productos de la corrosión. Journal of Heat Transfer Trans. of the ASME, USA, vol.109, No.1, p.267-271.
- Taborek, J. (1972). El ensuciamiento: el mayor problema no resuelto en el intercambio térmico. Revista: Chem. Eng. Progr. USA, vol.68, No.2, p.59-63
- Taborek, J. (1983). Shell-and-tube exchangers: single-phase flow, in Schlunder, E.U. Heat

- Exchangers Design Handbook, Vol. 3, Section 3.3 (Hemisphere Publishing Corp., Washington, DC, USA).
- Taborek, J. (1988). Shell-and-tube heat exchangers, in Heat Exchanger Design Handbook, Vol. 3, Hemisphere Publishing Corp.
- Taborek, J. A. R. (1972). Método para predecir el comportamiento del ensuciamiento. Revista: Chem. Eng. Progr. USA, vol.68, No.7, p.69-76.
- Waltkinson, A. P. (1969). Ensuciamiento de gasoil en un intercambiador de calor sensible. Revista: Chem. Eng. Progr. USA, vol.65, No.92, p.84-89.
- Wills, M. J. (1984). A new and accurate hand calculation method for shell-side pressure drop and flow distribution, in: 22nd National Heat Transfer Conference, HTD, Vol. 36, ASME, pp. 67-79

