



UNIVERSIDAD
C I E N F U E G O S
Carlos Rafael Rodríguez

**Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Química**

**Estudio del comportamiento térmico e
hidrodinámico de los enfriadores de
tubos y coraza de aire húmedo.**

Autora: Zudileynis Cruz Morales

**Tutores: Dr.C. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa
M.Sc. Maida Bárbara Reyes Rodríguez
Ing. Reinier Valdés Ulloa**

Junio 2014

“Año 56 de la Revolución”

Dedicatoria.

A mis padres por todo el trabajo que han tenido que pasar durante 5 años para que lograra llegar hasta este momento.

A mis hermanos que siempre están presente ayudándome a lograr lo que ellos no hicieron y a mis sobrinitos.

A mis tíos que aunque no estén aquí cerca siempre me apoyaron desde lejos en todo lo que los necesite.

A mi novio que me ha soportado casi durante toda la carrera.

A toda mi familia en general, por su incondicional apoyo.

Agradecimientos.

A todos los que de una forma u otra hicieron posible la realización de este trabajo, en especial a los profesores del departamento de mecánica y en particular a Rafael A. Goytisoló Espinosa.

A mi mamá y a mi papá que son lo mejor de mi vida.

A mi novio por su apoyo en todos estos días de estrés.

A todos mis compañeros de grupo.

A toda mi familia.

Índice

Introducción.....	1
Capítulo I Evolución del Estado del Arte acerca del cálculo de los enfriadores de aire de tubos y coraza en condiciones de elevada humedad relativa del aire y elevado grado de ensuciamiento de las superficies de transferencia.	6
1.1 Intercambiadores de tubos y coraza y sus partes componentes.	6
1.2 Métodos de cálculo de intercambiadores de calor de tubos y coraza.	8
1.3 Características exteriores de los enfriadores de aire de tubos y coraza.....	10
1.4 Aspectos que modifican las condiciones de explotación.	10
1.5 Modelos elaborados para obtener analíticamente las características de los enfriadores de aire.....	11
1.6 Influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia.	12
1.7 Influencia de la condensación de la humedad presente en el aire y del ensuciamiento en el intercambio térmico y en la hidrodinámica.....	14
1.8 Limitaciones actuales de los modelos para el cálculo analítico de los enfriadores de aire.....	14
1.9 Conclusiones Parciales del Capítulo I.	15
Capítulo II Influencia del estado del aire y del agua de enfriamiento en el cálculo de los enfriadores de aire.	16
2.1 Caracterización del clima de Cuba.	16
2.2 Influencia del estado del aire en los enfriadores.....	19
2.3 Ecuaciones diferenciales e integrales para considerar la influencia de la humedad del aire en el intercambio térmico.....	22
2.4 Ecuaciones para considerar la influencia de la humedad del aire en la hidrodinámica de los enfriadores de aire.....	25
2.5 Influencia del ensuciamiento del lado del agua de enfriamiento en la hidrodinámica y en la transferencia de calor de los enfriadores.	28
2.6 Influencia del esquema de circulación de los flujos del aire y del agua de enfriamiento en el interior del enfriador.	30
2.7 Conclusiones Parciales del Capítulo II.	34

Capítulo III Modelos matemáticos para determinar la influencia del ensuciamiento del lado del agua y de la humedad del aire en la termo transferencia y en la hidrodinámica de los enfriadores de aire.....	36
3.1 Desarrollo de un Modelo Matemático para determinar la influencia del efecto progresivo de ensuciamiento del lado del agua en la resistencia térmica e hidrodinámica de los enfriadores de aire.....	36
3.2 Desarrollo de la metodología de cálculo para determinar la influencia de la humedad del aire en la resistencia térmica e hidrodinámica de los enfriadores.....	45
3.3 Metodología de cálculo de los parámetros del aire y del agua a la salida del enfriador.	47
3.4 Determinación experimental de los parámetros del aire y del agua del enfriador del Compresor de Tornillo Atlas Copco GR 200.....	56
3.4.1 Vistas de la instalación Compresora y del Compresor.....	56
3.4.2 Características Generales de la Instalación y del Compresor.....	57
3.5 Mediciones experimentales de los parámetros fundamentales del enfriador de aire.	60
3.6 Conclusiones Parciales del Capítulo III.	64
Conclusiones Generales.....	66
Recomendaciones	69
Bibliografía	70

Resumen

Para lograr una explotación eficiente de los enfriadores de aire se requiere conocer: Cómo influyen en las características de los enfriadores las variaciones en las condiciones de trabajo a causa: de la condensación de la humedad presente en el aire en el interior de éstos, del ensuciamiento de las superficies de transferencia, del cambio de la geometría de las superficies aleteadas, de la necesidad de taponear una parte de los tubos, de los cambios en los esquemas de conexión entre los enfriadores o sus cuerpos, etc. De lo expuesto se evidencia que resulta de vital importancia para nuestro país, disponer de herramientas de trabajo que permitan evaluar la influencia de las condiciones de explotación reales sobre el comportamiento de los enfriadores de aire.

Se profundizó en la literatura en aquellos aspectos de la explotación de los enfriadores de aire húmedo en las condiciones del clima tropical tanto en los aspectos vinculados con la humedad, presión y temperatura del aire, la condensación de la humedad en el interior de los cuerpos de los enfriadores, la transferencia de calor y la hidrodinámica de los enfriadores en presencia de dos fases en el aire y las condiciones del agente enfriante, ya sea agua de retorno o agua de mar en el intercambio térmico y de la hidrodinámica. Se elaboró un Modelo Matemático que permite tomar en cuenta la influencia de las incrustaciones del lado del agua en la termotransferencia y en la hidrodinámica de los enfriadores para el caso de agua de retorno

Se establecieron las ecuaciones necesarias para el cálculo para la termotransferencia y la hidrodinámica de los enfriadores de tubos y coraza de aire húmedo que permitan tomar en cuenta: todos los parámetros geométricos del enfriador, los parámetros de entrada del aire y del agua, el ensuciamiento de las paredes del lado del agua y la condensación de la humedad del aire, en el volumen de la corriente, o sobre la superficie de los tubos, en los parámetros de salida del agua y del aire.

Palabras clave: enfriadores de aire, hidrodinámica, termotransferencia.

Introducción

En el Programa de Desarrollo de las 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.

El aire comprimido se emplea en las industrias Químicas y de Proceso para diferentes funciones: Transportación neumática, instrumentación y control y otros procesos. Así, por ejemplo, se emplea aire comprimido en las industrias de: fertilizantes, cemento, refinación de petróleo, textil, frigoríficos, minería y metalúrgica y en los servicios: hoteles, hospitales y en otras muchas instalaciones industriales y de servicio, lo cual existen numerosos problemas en la explotación con el aire comprimido a causa de la excesiva humedad relativa del aire ambiente y los problemas de ensuciamiento del agua que existe en nuestro país.

- En ocasiones, la humedad en masa del aire comprimido, está por encima de los parámetros previstos a causa de la elevada humedad relativa del aire ambiente, lo que afecta las características de la línea tecnológica y el proceso productivo en general.
- Muchos enfriadores de aire utilizan en Cuba como agente enfriante el agua de mar, que tiene un elevado contenido de sales y abundantes microorganismos que incrustan las paredes interiores de los tubos e incluso obstruyen la boca de éstos, afectando la transferencia de calor y la circulación del agente enfriante.
- Existen industrias como la de cemento donde el contenido excesivo de polvo de este material, que está presente en el aire ambiente, crea sobre la superficie exterior de los tubos una capa dura de incrustaciones que afecta sensiblemente el intercambio térmico.
- En los compresores utilizados en la industria química y de fertilizantes, donde el agua de enfriamiento se puede contaminar con sustancias agresivas, se producen grietas y perforaciones en los tubos a causa de un proceso de corrosión bajo tensión que obliga a taponear un número considerable de éstos, alterándose la extensión de la

superficie de transferencia de calor, lo que afecta las características de los enfriadores del aire.

- En los enfriadores de aire, los esquemas de conexión entre los cuerpos de los enfriadores y esquemas de circulación de los flujos están definidos por el fabricante. En el caso de instalaciones que utilizan varios enfriadores, existen diferentes posibles esquemas de conexión y en ocasiones, se realizan cambios en éstos sin tener un criterio exacto de su influencia en las condiciones concretas del clima tropical en la explotación.
- Por otro lado, las dificultades con la disponibilidad de piezas de repuesto entre las cuales se encuentran los tubos de los enfriadores, obligan a sustituir éstos por otros de similar diámetro, pero con diferente geometría de las aletas, implicando esto alteraciones en el proceso de intercambio térmico y másico y en la hidrodinámica de los enfriadores.

El **Problema Científico** a resolver es por lo tanto el siguiente: Para lograr una explotación eficiente de los enfriadores de aire comprimido se requiere conocer: Cómo influyen en las características térmicas e hidrodinámicas del enfriador las variaciones en las condiciones de trabajo, a causa: de la condensación de la humedad presente en el aire en el interior de éstos, del ensuciamiento de las superficies de transferencia, del cambio de la geometría de las superficies aleteadas, de la necesidad de taponear una parte de los tubos, de los cambios en los esquemas de conexión entre los enfriadores o sus cuerpos, del esquema de circulación de agua de enfriamiento, etc.

De todo lo expuesto se evidencia que resulta de vital importancia para nuestro país, disponer de herramientas de trabajo que permitan evaluar la influencia de las condiciones de explotación, sobre el comportamiento de los enfriadores de aire. Se entiende por nuevas condiciones de explotación, las condiciones reales en que opera el enfriador y que están definidas por aspectos tales como:

- Condiciones del aire en la entrada del enfriador caracterizadas por su presión, temperatura, y humedad relativa.
- Temperatura, flujo y propiedades físicas del agente enfriante.

- Régimen de ensuciamiento de las superficies de transferencia, determinado por el contenido de polvo del aire y la dureza del agente enfriante.
- Flujo de agua de enfriamiento en cada uno de los cuerpos del enfriador.
- Cambios en la conexión de los cuerpos, así como posibles modificaciones en el esquema de circulación de los flujos en el interior de los mismos.
- Alteraciones del número de tubos o de la geometría de las aletas de los tubos.

De aquí que desde el punto de vista científico, el comportamiento de un enfriador de aire con enfriamiento externo para condiciones de explotación diferentes a las de diseño, sea un problema complejo aún no resuelto si se analiza el término condiciones de explotación en el sentido definido anteriormente.

La **Hipótesis** formulada es la siguiente: Resulta posible elaborar una Metodología de Cálculo en la cual conociendo: Los parámetros de entrada del aire comprimido (flujo, presión, temperatura y humedad), los parámetros del agua de enfriamiento (flujo, presión y temperatura), el esquema de circulación de los flujos y los parámetros geométricos del enfriador. Determinar los parámetros del aire y del agua a la salida del mismo, incorporando en estos cálculos el nivel de ensuciamiento provocado por el agua en el tiempo de explotación y la influencia de la condensación de la humedad del aire en la termotransferencia y en la hidrodinámica, así como los niveles de condensado de humedad del aire durante el enfriamiento del mismo, que hacen que la masa de aire que entra al enfriador no sea la misma que sale.

En la Investigación se emplearán los siguientes **Métodos Científicos**:

1. Método Hipotético – Deductivo al elaborar el Problema Científico y la posible solución del mismo, la Hipótesis y los Objetivos General y Específicos para darle cumplimiento.
2. Método Analítico – Sintético, este es el método fundamental empleado en la investigación: Mediante el análisis se evaluarán las expresiones diferenciales e integrales que condicionan la termotransferencia en el caso de aire húmedo y mediante la síntesis se combinarán estas ecuaciones hasta lograr un modelo matemático que simule el proceso. Algo similar se realizara con el ensuciamiento de

la superficie interior de los tubos, mediante el análisis se evaluará la influencia de los diferentes parámetros por separado y la síntesis permitirá integrarlos para elaborar un modelo matemático que simule la influencia en el tiempo.

3. Métodos Matemáticos, se utilizarán modelos matemáticos para simular el ensuciamiento de las superficies de transferencia del lado del agua en función del tiempo y para simular la influencia de la humedad del aire en la termotransferencia y en la hidrodinámica de los enfriadores.
4. Método Experimental, mediante el cual se obtuvieron los parámetros de entrada y salida del aire y del agua para el Compresor de Tornillo Atlas Copco GR 200 y se pudo medir el flujo de condensado en el enfriador de aire del mismo.

El presente trabajo está orientado entonces a cumplimentar el siguiente **Objetivo General**: Elaborar una Metodología de Cálculo de la termotransferencia y la hidrodinámica de los enfriadores de aire en la cual conociendo: Los parámetros de entrada del aire comprimido (flujo, presión, temperatura y humedad), los parámetros del agua de enfriamiento (flujo, presión y temperatura), el esquema de circulación de los flujos y los parámetros geométricos del enfriador. Determinar los parámetros del aire y del agua a la salida del mismo, incorporando en estos cálculos el nivel de ensuciamiento provocado por el agua de enfriamiento en el tiempo de explotación y la influencia de la humedad del aire en la termotransferencia y en la hidrodinámica.

Los **Objetivos Específicos** son los siguientes:

1. Profundizar en la literatura en aquellos aspectos de la explotación de los enfriadores de aire húmedo en las condiciones del clima tropical tanto en los aspectos vinculados con la humedad, presión y temperatura del aire, la condensación de la humedad en el interior de los cuerpos de los enfriadores, la transferencia de calor y la hidrodinámica de los enfriadores en presencia de dos fases en el aire, 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.

2. Elaborar un Modelo Matemático que permita tomar en cuenta la influencia de las incrustaciones del lado del agua en la termotransferencia y en la hidrodinámica de los enfriadores.
3. Elaborar una Metodología de Cálculo para la termotransferencia y la hidrodinámica de los enfriadores de tubos y coraza de aire húmedo que permita tomar en cuenta: todos los parámetros geométricos del enfriador, los parámetros de entrada del aire y del agua, el ensuciamiento de las paredes del lado del agua y la condensación de la humedad del aire, en el volumen de la corriente, o sobre la superficie de los tubos, en los parámetros de salida del agua y del aire.
4. Evaluar experimentalmente el Enfriador de Aire del compresor Atlas Cpcó GR 200, obteniendo los parámetros de entrada y de salida del aire y del agua para determinadas condiciones atmosféricas y la masa de condensado de aire separada en el separador de condensado.

Capítulo I Evolución del Estado del Arte acerca del cálculo de los enfriadores de aire de tubos y coraza en condiciones de elevada humedad relativa del aire y elevado grado de ensuciamiento de las superficies de transferencia.

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 se hace circular la otra corriente de intercambio.

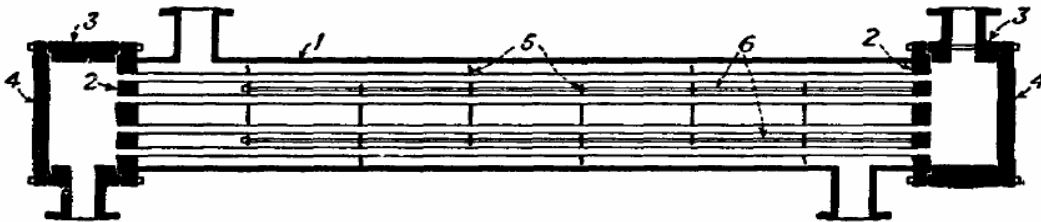
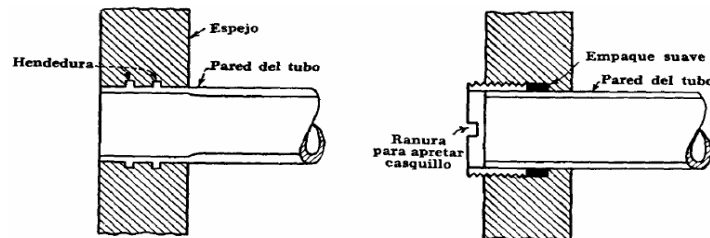


Figura 1.1 Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza

Las partes esenciales del equipo son (TEMA, 2007), (Martins, L.S; 2010) 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 y los haz de tubos (6). 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 rolando con sello laberíntico. b) Tubo encasquillado con empaquetadura.

Figura 1.2 Tubo rolando 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.

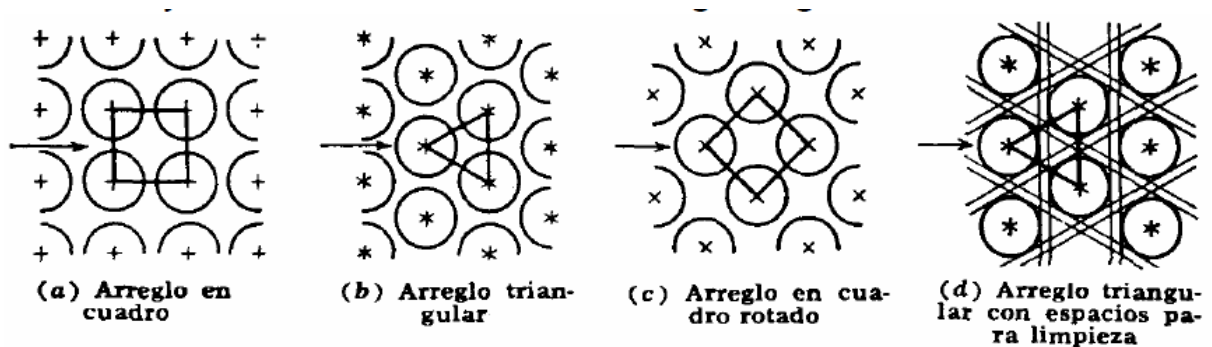


Figura 1.3 Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores.

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.

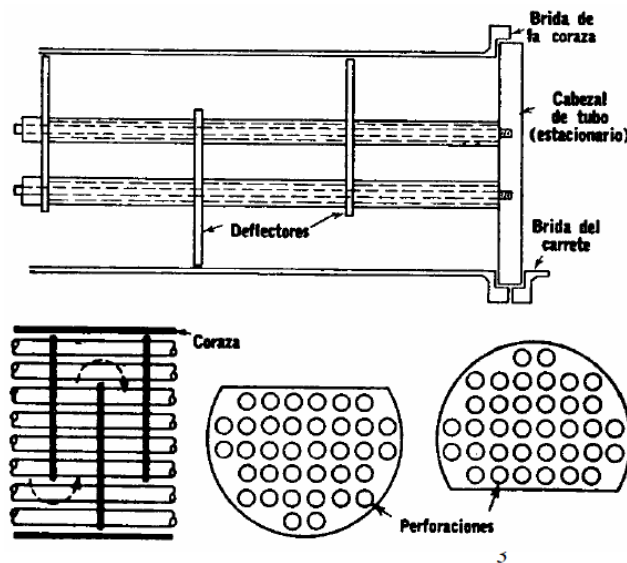


Figura 1.4 Detalle de deflector segmentado.

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. Incluso en la literatura técnica sobre intercambiadores de calor del presente siglo, de autores de los más diversos países, donde se aplican incluso métodos modernos de optimización de estos aparatos (Agra, 2011); (Alí, 2004); (Benoit, 2008); (Caputo, 2008); (Cheng X. et. al. 2012); (Costa, 2008); (Hamidreza N. et. al. 2011); (Kuppán, 2000); (Kyoungwuo, 2005); (Martins I.S. et. al. 2010); (Patel V. K. et. al. 2010); (Philippe et. al. 2007); (Qiuwang W. et. al.2009); (Ratts E. 2002); (Sahin B. et. al. 2010); (Sanaye S. et. al. 2010); (Shah R.

et. al. 2003); (Stehlik P. 2011); (Teke I. et. al. 2010); (Uday C. et. al. 2006); (Vera F. et. al. 2010) se mantiene la situación de 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 se toma en cuenta con un valor de Rz constante durante todo el período de explotación en dependencia solo de la naturaleza y del estado del fluido empleado.

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 el 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 Aspectos que modifican las condiciones de explotación.

Las alteraciones en las condiciones de explotación de los enfriadores pueden ocurrir por las siguientes causas (Goytisolo, 1997):

- Variaciones en las condiciones de ensuciamiento de las superficies de transferencia.

- Cambios del flujo de agente enfriante y su distribución entre los diferentes enfriadores o cuerpos de un mismo enfriador.
- Modificaciones en el esquema de circulación de los flujos en los cuerpos del enfriador.
- Cambios en la geometría de la superficie de transferencia al cambiar los parámetros de las aletas por necesidades de reparación y dificultades en la adquisición de los tubos con la geometría requerida.
- Reducción de la superficie total de transferencia, producto de la necesidad de taponear tubos en mal estado, durante los mantenimientos.
- Variación del número de enfriadores de aire al sacar alguno de los enfriadores de servicio, para su limpieza o reparación.

Estas alteraciones no pueden ser tomadas en cuenta en la metodología experimental para obtener las características de los enfriadores de aire. Además las posibilidades reales de obtener las características experimentales de los enfriadores para todo el rango de capacidades de trabajo, desde $G_{a \min}$ hasta $G_{a \max}$ son limitadas, de aquí que sea necesario obtener expresiones analíticas por la vía del cálculo para dichas características, sobre la base de la característica experimental en un rango limitado de valores G_a .

1.5 Modelos elaborados para obtener analíticamente las características de los enfriadores de aire.

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.

El esclarecimiento del mecanismo de condensación de la humedad en los enfriadores de aire, establecido por primera vez en el trabajo (Rafalovich, 1973) y la elaboración posterior de estos resultados (Berman, 1974); (Berman et. al. ,1984) hasta obtener una metodología confiable para el cálculo del intercambio "húmedo" en los enfriadores de aire, han sentado las bases para la elaboración de la metodología de cálculo de las características de los enfriadores en las condiciones cubanas con un ambiente de elevada humedad relativa, obtenidas sobre la base de un modelo para el cálculo analítico.

El trabajo que será realizado en esta investigación utilizará como base de referencia las ecuaciones diferenciales e integrales propuestas por (Rafalovich, 1973)

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 solamente 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); (Yurieneva, 1976).

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 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); (Kanebets; 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). Este modelo que será perfeccionado y validado en el presente trabajo fue elaborado para la industria cuando se emplea para el enfriamiento agua de retorno.

1.7 Influencia de la condensación de la humedad presente en el aire y del ensuciamiento 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" de la condensación de la humedad del gas en los enfriadores, 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. La condensación de la humedad, por ejemplo, implica una reducción del flujo másico del aire que llega a la salida del enfriador y una disminución de la humedad en masa de éste en dicha sección. Por otro lado la condensación de la humedad y el ensuciamiento de las superficies de transferencia influyen en las condiciones de intercambio térmico del enfriador y en la hidrodinámica de la corriente modificando las características θ y δp de los enfriadores, lo que influye en la temperatura y presión a la salida de los mismos. Las variaciones del flujo de agua de enfriamiento y los cambios en los esquemas de conexión entre los enfriadores o de circulación de los flujos en el interior de éstos, varían los parámetros del aire a la salida de los enfriadores y por lo tanto afectan el trabajo de todo el sistema.

Ninguna de estas particularidades ha sido tomada en cuenta en la metodología de cálculo propuesta por (Ris, 1970); (Ris, 1981) de lo que se puede deducir que la misma presenta limitaciones que impiden evaluar las alteraciones en las condiciones de explotación mencionadas anteriormente.

1.8 Limitaciones actuales de los modelos para el cálculo analítico de los enfriadores de aire.

- No es posible tomar en cuenta las variaciones de las propiedades físicas del aire con la temperatura y la humedad durante el proceso consecutivo de enfriamiento en el interior de los enfriadores.

- No se ha considerado la influencia de la condensación de la humedad del aire en las condiciones de intercambio térmico de los enfriadores.
- No se ha considerado la influencia de la presencia de dos fases en la corriente hidrodinámica de los enfriadores.
- No se ha considerado la influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia, ni la dinámica de este proceso, en el intercambio térmico, ni en la hidrodinámica de los enfriadores.
- No se ha tomado en cuenta la influencia de las variaciones del flujo de agua de enfriamiento en las características de los enfriadores de aire.
- No resulta posible tomar en cuenta la influencia de los cambios en los esquemas de conexión entre los enfriadores, sus cuerpos o en el esquema de circulación de los flujos en el interior de éstos.

1.9 Conclusiones Parciales del Capítulo I.

De todo lo expuesto se concluye que: para las condiciones de nuestro país con clima tropical, donde la influencia de la humedad y 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 de recursos materiales nos imponen dar soluciones rápidas que no siempre resultan idóneas, se hace necesario desarrollar una metodología de cálculo de las características de los enfriadores, que permita poder apreciar la influencia de la variación de las condiciones de explotación en el trabajo de los enfriadores de aire y de todo el sistema en su conjunto, con vistas a poder dar dentro de nuestras posibilidades, las soluciones más adecuadas.

Capítulo II Influencia del estado del aire y del agua de enfriamiento en el cálculo de los enfriadores de aire.

2.1 Caracterización del clima de Cuba.

Los equipos energéticos en general y en particular los enfriadores de aire se proyectan para lo que se conoce como condiciones normales en la admisión. Se ha tratado de unificar internacionalmente estas condiciones, sin embargo, los diversos fabricantes han continuado utilizando diferentes definiciones. Unos establecen las condiciones de presión, temperatura y humedad relativa del aire atmosférico en 14,7 psia, 60 °F y 0 % de humedad relativa. La definición adoptada por ASME es: 14,7 psia, 68 °F y 36 % de humedad relativa. La mayoría de los fabricantes actualmente han adoptado la definición del sistema métrico 760 mm de Hg, 20 °C y 0 % de humedad relativa.

Las normas correspondientes establecen los coeficientes de corrección para ajustar las condiciones reales en la admisión a las normales para diferentes presiones, temperaturas y humedades relativas, sin embargo, estas correcciones se refieren solamente al flujo de aire en la admisión. En el caso por ejemplo de aire comprimido sin enfriamiento preliminar esta vía es suficiente para seleccionar el compresor adecuado, pero para los compresores con enfriamiento externo el problema es más complejo ya que las condiciones del aire en la admisión influyen decisivamente en los enfriadores y afectan las características del compresor en su conjunto.

Para apreciar cuanto se diferencian las condiciones climáticas de Cuba de las condiciones normales se procederá a caracterizar brevemente el clima de Cuba. En las Figuras 2.1 a 2.4 se muestra el procesamiento de las observaciones meteorológicas realizadas por el Departamento de Climatología del Instituto de Meteorología de la Academia de Ciencias de Cuba en un período no inferior a siete años y publicadas en el trabajo (Dpto. de Climatología, 1976) para seis estaciones meteorológicas distribuidas a lo largo de la isla y ubicadas en ciudades de gran importancia industrial.

Como se puede apreciar la temperatura media mensual varía entre los límites de 21,3 °C hasta 28,1 °C y la media anual se encuentra alrededor de los 25 °C.

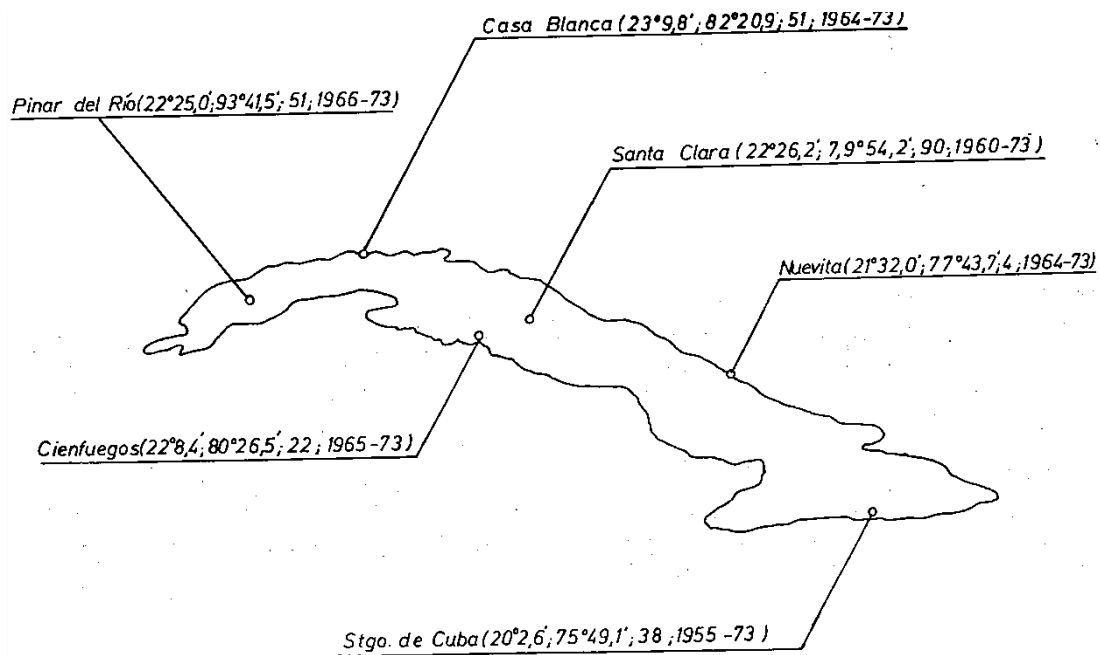


Figura 2.1 Localización geográfica de las estaciones meteorológicas seleccionadas.
(Entre paréntesis, latitud, longitud en grados y minutos, elevación en m, período)
(Fuente Tesis Doctoral Rafael Antonio Goytisoló)

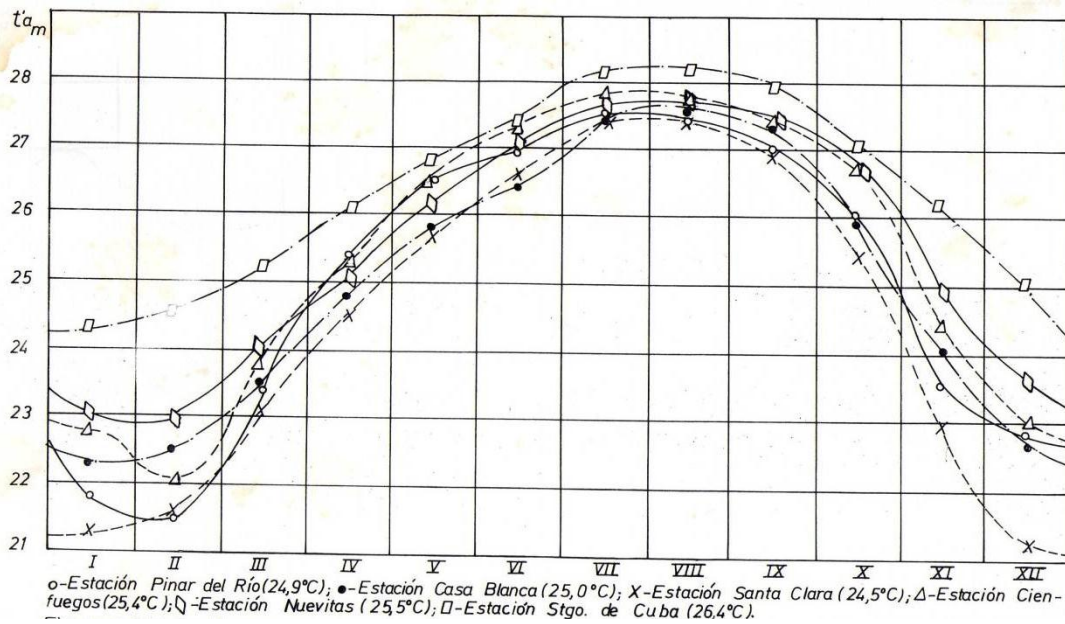


Figura 2.2 Distribución anual de la temperatura mensual para las diferentes zonas climáticas (Entre paréntesis promedio anual)
(Fuente Tesis Doctoral Rafael Antonio Goytisoló)

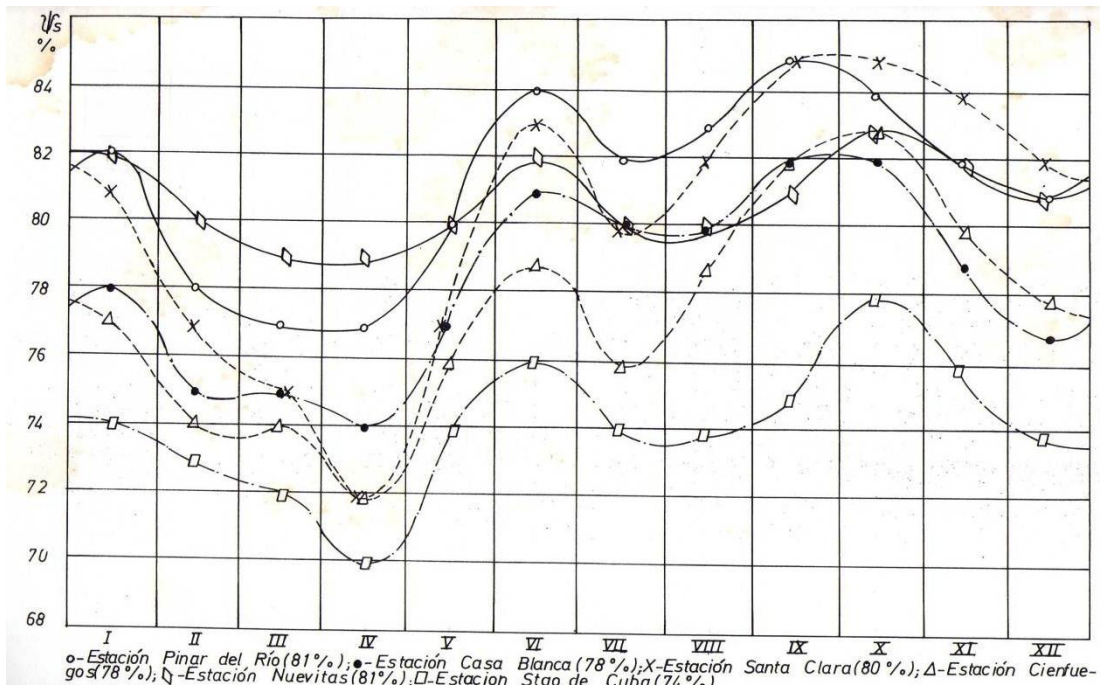


Figura 2.3 Distribución anual de la humedad relativa media mensual para las diferentes zonas climáticas. (Entre paréntesis media mensual)
(Fuente Tesis Doctoral Rafael Antonio Goytisoló)

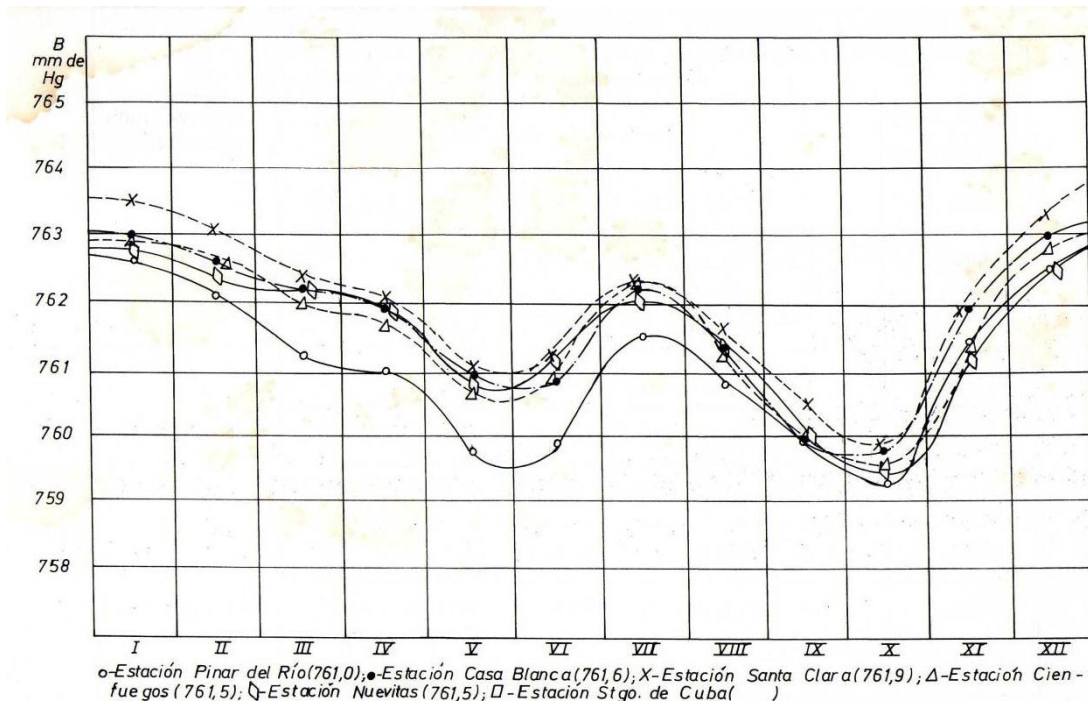


Figura 2.4 Distribución anual de la presión atmosférica media mensual para las diferentes zonas climáticas. (Entre paréntesis media mensual)
(Fuente Tesis Doctoral Rafael Antonio Goytisoló)

La humedad relativa media varía entre 70 y 85 % y la anual está alrededor del 80 %. La presión atmosférica media mensual a nivel del mar varía de 759,3 a 763,5 mm de Hg, estando la media anual alrededor de 761,5 mm de Hg. Las condiciones medias más críticas se observan alrededor del mes de Septiembre donde se alcanzan temperaturas medias del orden de 28 °C con humedades relativas medias del 85 % y las más bajas presiones atmosféricas, inferiores a los 760 mm de Hg.

Es importante aclarar que estos valores constituyen los promedios mensuales de las observaciones en un período prolongado y no implica que no se produzcan temperaturas y humedades relativas superiores a estos valores medios, inclusive superiores a los 38 °C y al 95 % respectivamente.

2.2 Influencia del estado del aire en los enfriadores.

Se analizará a continuación cómo influye el estado del aire en el trabajo de los enfriadores.

Como es conocido el estado del aire se caracteriza por sus condiciones de presión, temperatura y humedad relativa en la entrada del enfriador. La influencia de las variaciones de la presión y la temperatura han sido ampliamente investigadas y los resultados aparecen en la bibliografía de referencia, sin embargo, la influencia de la humedad del aire ha sido poco investigada y como regla no se toma en cuenta en la metodología de cálculo de las características de los enfriadores. Esta influencia se manifiesta de la siguiente forma:

1. A través de su influencia en las propiedades físicas y termodinámicas del aire que será enfriado.
2. A través de las modificaciones en las condiciones de intercambio térmico y másico en los enfriadores, a causa de la condensación de la humedad sobre la superficie de transferencia o en el volumen de la corriente.
3. A través de la influencia en la hidrodinámica de los enfriadores, a causa de la presencia de la película de condensado sobre la superficie de los tubos o la presencia de dos fases en la corriente de aire.

Las ecuaciones para calcular las propiedades físicas y termodinámicas para las mezclas de gases, en particular para el aire húmedo (mezcla de aire seco y vapor de

agua) que se dan en la Tabla 2.1 serán introducidas por la autora del presente trabajo en la metodología de cálculo de las características de los enfriadores de aire.

Tabla 2.1 Propiedades físicas y termodinámicas de la mezcla de gases.				
Propiedades	Unidad	Referencias	Expresiones generales	Expresiones para el aire húmedo
Fracción en masa del componente i de la mezcla	$\frac{Kg}{Kg}$	(Selezniov, 1986)	$g_i = \frac{m_i}{m_n}$	$d = 0.622 \frac{\psi_s P_s}{P_m - \psi_s P_s}$ $g_{v.a} = \frac{d}{1}$ $g_{a.s} = \frac{1}{1+d}$
Constante termodinámica	$\frac{J}{Kg -}$	(Selezniov, 1986)	$R_m = \sum_{i=1}^n g_i R_i$	$R_m = \frac{R_{a.s} + dR_{v.a}}{1 + d}$
Fracción en volumen		(Selezniov, 1986)	$r_i = g_i = \frac{R_i}{R_m}$	$r_{a.s} = \frac{R_{a.s}}{(1+d)R_m}$ $r_{v.a} = \frac{dR_{v.a}}{(1+d)R_m}$
Temperatura crítica de la mezcla	K	(Vukalovich, 1995)	$T_{crm} = \sum_{i=1}^n r_i T_{cr i}$	$T_{cr ah} = \frac{R_{a.s} + dR_{v.a} T_{cr va}}{(1 + d)R_m}$
Presión crítica de la mezcla	Pa	(Vukalovich, 1995)	$P_{crm} = \sum_{i=1}^n r_i P_{cr i}$	$P_{cr ah} = \frac{R_{a.s} P_{cr as} + dR_{v.a} T_{cr va}}{(1 + d)R_m}$
Densidad	$\frac{Kg}{m^3}$	(Vukalovich, 1995)	$\rho_m = \sum_{i=1}^n \rho_i$	$\rho_{ah} = \frac{P_m - \psi_s P_s}{T_m R_{as}} + \rho_s \psi_s$
Calor específico (p= const)	$\frac{J}{Kg -}$	(Selezniov, 1986)	$C_{p m id} = \sum_{i=1}^n g_i C_{p i}$	$C_{p ah id} = \frac{C_{p a.s} + dC_{p va}}{1 + d}$
Conductividad térmica	$\frac{W}{m - k}$	(Vukalovich, 1995)	$\lambda_{m id} = \sum_{i=1}^n g_i \lambda_i$	$\lambda_{ah id} = \frac{\lambda_{as} + d\lambda_{va}}{9 + \alpha}$
Viscosidad dinámica	Pa-s	(Vukalovich, 1995)	$1/\mathcal{M}_{m,d} = \sum_{i=1}^n g_i / \mathcal{M}_{p i}$	$\mathcal{M}_{ah id} = \frac{(1 + d)\mathcal{M}_{as} \cdot \mathcal{M}_{va}}{\mathcal{M}_{as} + \alpha \mathcal{M}_{va}}$
Presión de saturación del vapor de agua a $T_m < 373,16K$	Pa	(Vukalovich, 1995)	$P_s = \left\{ 10^{[0.0141966 - 3.142305 \left(\frac{10^3}{T_m} - \frac{10^3}{373.16} \right) + 8.21 \log \left(\frac{373.16}{T_m} \right) - 0.0024804(373.16 - T_m)]} \right\} 98066.5$	
Presión de saturación $368,16k < T_m < 647,3k$	Pa	(Vukalovich, 1995)	$P_s = 10^{A + \frac{B}{T_m} + \left(C \frac{X}{T_m} \right) (10^{D X^2} - 1) + E \left(10^{\frac{F Y^5}{4}} \right)}$	$P_s = 10^{A + \frac{B}{T_m} + \left(C \frac{X}{T_m} \right) (10^{D X^2} - 1) + E \left(10^{\frac{F Y^5}{4}} \right)}$ $A, B, C, D, Y, E - Const. \quad X = T_m - 293700 \quad Y =$
Nota:	Aire seco (a.s), vapor de agua (v.a), aire húmedo (a.h), ideal(id), saturado(S), mezcla(m), densidad del vapor saturado a T_m según las tablas de Vukalovich (ρ_s)			

Las propiedades físicas C_p , λ y μ tanto para el aire seco como para el aire húmedo varían con la presión y la temperatura. En el caso específico del aire para presiones entre $P = 0$ a $5 \cdot 10^5$ Pa estas propiedades pueden considerarse independientes de la presión con un error no mayor de 1% (Galjorkin, 1969) Las correlaciones analíticas de estas propiedades con la temperatura se obtuvieron partiendo de los datos reflejados en (Isachenko, 1981); (Kransnoschiokov, 1986); (Mikheev, 1973); (Pavlov, 1981);

(Rivkin, 1984) haciendo uso del método de los mínimos cuadrados. Las ecuaciones obtenidas, así como los análisis de regresión y varianzas se muestran en la Tabla 2.2. Las mismas serán utilizadas en la metodología de cálculo para la obtención de las propiedades del aire húmedo.

Tabla 2.2 Dependencia de Cp, λ, μ, de la temperatura para el aire seco y el vapor de agua.							
Ecuación de Ajuste	Unidad	Rango para t °C	Varianza regresión	Varianza residual	Varianza total	Coef. de Correla.	Error estándar
$C_{p_{a.s}} = 3.79382 \times 10^{-4}t^2 + 3.2856 \times 10^{-2}t^2 + 1002.75$	$\frac{J}{Kg K}$	0 a 200	5.7584×10^{-2}	5.1586×10^{-6}	5.7589×10^{-2}	0.9999	7.1823×10^{-2}
$\lambda_{a.s} = -1.69072 \times 10^{-8}t^2 + 7.75633 \times 10^{-5}t + 0.0244167$	$\frac{W}{mK}$	0 a 200	0.242169×10^{-2}	4.59911×10^{-7}	0.242205×10^{-2}	0.9998	6.7017×10^{-5}
$\mu_{a.s} = -3.52623 \times 10^{-11}t^2 + 0.0515525 \times 10^{-6} + 17.1384 \times 10^{-6}$	P a.s	0 a 200	0.73017	2.29488×10^{-3}	0.732	0.9998	0.047905
$C_{pv.a} = 7.20105 \times 10^{-4}t^2 + 2.60457 \times 10^{-1}t + 1057.76$	$\frac{J}{kg K}$	0 a 300	2.00753	1.61505×10^{-3}	2.008979	0.9994	1.27085
$\lambda_{v.a} = 245366 \times 10^{-8}t^2 + 7.73745 \times 10^{-5}t + 1.61827 \times 10^{-2}$	$\frac{W}{mK}$	0 a 200	0.495931×10^{-2}	1.68091×10^{-5}	0.496192×10^{-2}	0.9900	0.041×10^{-2}
$\mu_{v.a} = -578597 \times 10^{-12}t^2 + 00386575 \times 10^{-6} + 867581 \times 10^{-6}$	P a.s	0 a 250	12.1173×10^{-9}	3.76605×10^{-6}	12.1196×10^{-6}	0.9998	0.06136×10^{-2}

Como regla el intercambio "húmedo" en los enfriadores de aire para las instalaciones de aire comprimido se calcula por la metódica expuesta en: (Semioni V.F, 1956), (Arefiev, 1969); (Stepanov, 1960); (Ris, 1981). Se considera que el coeficiente de transferencia de calor no depende de la condensación ya que se supone que ésta ocurre solamente en el volumen de la corriente, a causa de la saturación del aire durante el proceso de enfriamiento, y el calor total que se desprende del aire húmedo hacia el aparato se calcula por la expresión:

$$Q = Q_s + Q_h \quad (2.1)$$

Dónde:

Q_s - "calor seco" calculado por la metodología convencional.

Q_h - "calor húmedo" calculado por la expresión:

$$Q_h = G' r' (d_e' - d'_{s.sat}) \quad (2.2)$$

O sea, se partía de las siguientes premisas:

1. Ausencia de interacción entre los procesos de intercambio térmico y másico.

2. Resistencia térmica de la capa de condensado nula.
3. El aire es saturado a la salida del aparato.

Según la metodología expuesta, la humedad en masa $d'_{a.sat}$ se calculaba entonces como la humedad del aire para la presión parcial del vapor saturado a la temperatura de la mezcla a la salida del enfriador. De esta manera la humedad relativa ψ del aire a la salida del aparato se tomaba igual a 1.

2.3 Ecuaciones diferenciales e integrales para considerar la influencia de la humedad del aire en el intercambio térmico.

En el trabajo (Rafalovich, 1973) se demostró por primera vez lo erróneo de estas premisas, ya que la condensación de la humedad no ocurría no sólo en la corriente de aire, sino sobre las paredes de la superficie térmica cuya temperatura será claramente siempre es menor que la temperatura del medio enfriado.

Sobre la base de considerar que la condensación ocurre en las paredes, en el trabajo (Berman, 1981) se dan las ecuaciones fundamentales para el cálculo del intercambio húmedo en los enfriadores intermedios de los compresores centrífugos con tubos aleteados. Sin embargo, la forma en que se presentan las ecuaciones en dicho trabajo no resulta cómoda para los cálculos automatizados. En ese trabajo se propone dividir el enfriador en partes que pueden ser los límites de una fila e ir calculando sucesivamente los parámetros del aire (temperatura y humedad) a la salida de cada fila hasta obtener los parámetros del mismo a la salida del enfriador.

Una metodología similar fue propuesta en el trabajo (Kanabo, 1980) para el caso de los enfriadores congeladores de aire de los sistemas termo estabilizadores, proponiendo las siguientes ecuaciones para los parámetros a la salida de la fila i .

$$t'_{i+1} = tp_{i_{med}} - \left(tp_{i_{med}} - t'_i \right) e^{-\frac{\alpha.F}{G'.Cp'}} \quad (2.3)$$

$$d'_{i+1} = dp_{i_{med}} - \left(dp_{i_{med}} - d'_i \right) e^{-\frac{\sigma.F}{G'}} \quad (2.4)$$

En el trabajo los parámetros del aire a la salida de la fila i se calculan en función de la temperatura y humedad de la pared y de los parámetros del aire a la entrada de la fila, sin tomar en cuenta la temperatura del agente enfriante. En los enfriadores congeladores este procedimiento se justifica ya que en el proceso de congelación la temperatura de la pared permanece constante, sin embargo, en los enfriadores de aire en general estas ecuaciones darían sólo valores aproximados, ya que en este caso la temperatura del agente enfriante es fundamental en el valor de la temperatura de la pared y en los parámetros de salida del aire.

La metodología propuesta por Rafalovich y Berman ha sido precisada posteriormente en el trabajo (Berman et. al, 1984). Aquí se propone dividir el enfriador en dos grandes partes, en la primera ocurre el intercambio "seco" y en la segunda el intercambio "húmedo". La condensación comienza cuando la temperatura media de la pared se hace igual a la temperatura de rocío

$$t_{p1_{med}} = t_{rocio} \quad (2.5)$$

La temperatura media de la pared en (Berman et. al, 1984) se calcula por la expresión:

$$t_{p1_{med}} = \left(t_1' \cdot \alpha' + t_{1_{med}}'' / \varphi \right) / (\alpha' + \alpha'' / \varphi) \quad (2.6)$$

Donde $t_{p1_{med}}$ y $t_{1_{med}}''$ son las temperaturas medias integrales de la pared y el agente enfriante respectivamente. Aquí el subíndice 1 se corresponde con la sección donde comienza la condensación de la humedad, el índice ' al aire y '' al agente enfriante. La temperatura de rocío se propone calcularla según los resultados del trabajo (Gogolín, 1963) por la expresión:

$$t_{rocio} = C_1 / \ln (C_2 / d_e) - 273,16. \quad (2.7)$$

Dónde:

$$C_1 = 5093 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{y} \quad C_2 = 5,363 \cdot 10^{10} / p$$

d_e - humedad en masa del aire en la sección de entrada del enfriador.

p - presión del aire en Pa.

Para el cálculo de la humedad en el enfriador se recomienda en (Berman et. al, 1984) el método expuesto en (Rafalovich, 1973).

En el análisis se partirá de las ecuaciones diferenciales e integrales siguientes que caracterizan los procesos de intercambio térmico y másico en los límites del elemento i.

$$Q_i = W'(t'_i - t'_{i+1}) + G'.r'(d'_i - d'_{i+1}) \quad (2.8)$$

$$Q_i = \left[\alpha' \left(t'_{i_{med}} - tp_{i_{med}} \right) + \sigma.r' \left(d'_{i_{med}} - dp_{i_{med}} \right) \right] \eta.Fg_i \quad (2.9)$$

$$Q_i = W''(ts''_i - te''_i) = W''.\Delta t''_i \quad (2.10)$$

$$Q_i = \alpha'' \left(tp_{i_{med}} - t''_{i_{med}} \right) Fw_i \quad (2.11)$$

$$dQ_i = \left[\alpha' \left(t'_{i_{med}} - tp_{i_{med}} \right) + \sigma.r' \left(d'_{i_{med}} - dp_{i_{med}} \right) \right] \eta.dFg_i \quad (2.12)$$

$$dQ_i = \alpha'' \left(tp_{i_{med}} - t''_{i_{med}} \right) dFw_i \quad (2.13)$$

$$dQ_i = W''.dt''_i \quad (2.14)$$

$$m'''_i = G' \left(d'_i - d'_{i+1} \right) = \sigma \left(d'_{i_{med}} - dp_{i_{med}} \right) \cdot \eta \cdot Fg_i \quad (2.15)$$

$$dm'''_i = G' \cdot d \cdot d'_i = \sigma \left(d'_{i_{med}} - dp_{i_{med}} \right) \cdot \eta \cdot dFg_i \quad (2.16)$$

$$t'_{i_{med}} = \frac{t'_i + t'_{i+1}}{2} \quad (2.17)$$

$$d'_{i_{med}} = \frac{d'_i + d'_{i+1}}{2} \quad (2.18)$$

El índice ' se refiere al aire, '' al agente enfriante y ''' al condensado.

2.4 Ecuaciones para considerar la influencia de la humedad del aire en la hidrodinámica de los enfriadores de aire.

Se analizará ahora cómo influye la condensación de la humedad en la hidrodinámica de los enfriadores de gas. La humedad presente en el aire se condensa fundamentalmente en la superficie de los tubos. El condensado del vapor de agua puede influir en la hidrodinámica de la corriente por tres vías diferentes:

1. El descenso de la capa de líquido por la superficie de los tubos y aletas.
2. Rotura de la película descendente y formación de gotas.
3. Formación de olas en la superficie de la capa.

En correspondencia con esto se distinguen cuatro tipos de pérdidas:

- a) Producto de la reducción de la sección viva.
- b) Producto de la rotura de la capa y formación de gotas.
- c) Producto de los choques de las gotas con los subsiguientes tubos.
- d) Producto del crecimiento de la rugosidad superficial provocada por las olas en la capa de condensado.

En el trabajo de (Rafalovich, 1973) se realizó un análisis detallado de la influencia de estos factores, partiendo del hecho que la condensación se produce fundamentalmente sobre la superficie de los tubos, obteniéndose las siguientes conclusiones: Se demostró, por ejemplo, que las pérdidas ocasionadas por la rotura de la capa y la formación de gotas no exceden el 0,12%. Considerando que las gotas formadas adquieran la velocidad de la corriente, que todas chocan y que la variación de la energía cinética es tal que toda la energía de éstas se cede en el choque, se obtiene que las pérdidas producto de los choques de las gotas con la superficie de los tubos alcanza el 5,7%, sin embargo, teniendo en cuenta en primer lugar que entre filas las gotas no pueden alcanzar la velocidad de la corriente, en segundo lugar que los tubos ocupan, por ejemplo, el 70% de la sección del enfriador, o sea, que parte de las gotas pueden pasar entre los tubos sin chocar y en tercer lugar que en gotas se transforma sólo parte de la humedad condensada ya que una gran cantidad cae en forma de película por los tubos del enfriador y se deposita en el fondo de éste, por todas estas razones se concluye que estas pérdidas, en el caso que la condensación se produzca sobre la superficie de los tubos, se pueden despreciar.

En lo relativo a la reducción de la sección viva se demuestra que esta reducción es muy pequeña y que su influencia es sólo significativa para elevados volúmenes de condensado, particularmente en las últimas filas de los enfriadores, donde localmente el incremento de las pérdidas puede alcanzar por esta causa un 30% (Berman et. al, 1984). Analizando el enfriador en su conjunto y para los volúmenes normales de condensado estas pérdidas no son significativas.

En lo referente a la rugosidad superficial originada por las olas en la capa de condensado, se demuestra que dada la amplitud de la magnitud de las olas de la rugosidad formada se corresponde con la tercera clase de exactitud, por lo que su influencia también se puede despreciar.

Del análisis realizado en (Rafalovich, 1973) se concluye que, en general, si la condensación se produce sobre la superficie de los tubos, la influencia de ésta en la hidrodinámica de la corriente se puede despreciar.

Otra situación se presenta si la condensación se presenta cuando la condensación ocurre en el volumen de la corriente. Como se pudo apreciar del análisis anterior las pérdidas que mayor importancia tienen son las producidas por los choques de las gotas con las superficies de los tubos. Si la condensación se produce en el volumen de la corriente, todo el condensado se transforman en gotas que viajan a la velocidad de la corriente y las pérdidas por este concepto pueden ser importantes. No se ha elaborado aún un método riguroso que tome en cuenta la dinámica de este proceso y que permita calcular las pérdidas por este concepto con exactitud.

Según (Mankovskii, 1976) y (Berman et. al, 1984) los métodos empíricos existentes se pueden dividir en dos grupos: el primero se conoce como modelo homogéneo de la corriente de dos fases y el segundo grupo analiza la corriente dividida por fases. En el primer método, se calculan las pérdidas para una corriente, equivalente por su efecto, a la corriente de dos fases. Para la corriente equivalente:

$$G_{eq_i} = G'_i + G'''_i \quad (2.34)$$

La densidad de la corriente equivalente se determina por la expresión:

$$\rho_{eq_i} = \left[\frac{x}{\rho_i'} + \frac{1-x}{\rho_i'''} \right]^{-1} \quad (2.35)$$

La viscosidad cinemática por la expresión:

$$\nu_{eq_i} = \nu_i' \cdot x + (1-x)\nu_i''' \quad (2.36)$$

Y la velocidad equivalente v_{eq_i} y el Re_{eq_i} equivalentes por las expresiones:

$$v_{eq_i} = \frac{G_{eq_i}}{(f_{c_i} \cdot \rho_{eq_i})} \quad (2.37)$$

$$Re_{eq_i} = d_{eq} \cdot v_{eq_i} / \nu_{eq_i} \quad (2.38)$$

Dónde:

x - fracción en masa de aire en la mezcla aire-condensado.

Las dependencias $Eu = f(Re_{eq_i})$ y $\zeta = f(Re_{eq_i})$ son las mismas que para una corriente

de una fase. Las pérdidas se determinan entonces por la expresión:

En el haz de tubos:

$$\Delta p'_H = Eu \cdot \rho_{eq_i} \cdot v_{eq_i}^2 \quad (2.39)$$

En el separador de condensado y en las tuberías y accesorios:

$$\Delta p' = 0,5 \cdot \zeta_i \cdot \rho_{eq_i} \cdot v_{eq_i}^2 \quad (2.40)$$

El segundo método fue elaborado por Martinelli (Chen, 1985), (Kim et. al, 1992); (Mankovskii, 1976). En este método se introduce el parámetro Φ^2 , igual a la relación entre los gradientes de presión entre la corriente de dos fases y la de una fase. Este parámetro, según el modelo de Martinelli, está relacionado con χ^2 , que no es más que la relación entre los gradientes de presión de la corriente monofásica del líquido y del aire. La generalización de numerosos resultados experimentales permitieron obtener las dependencias gráficas de $\Phi = f(\chi)$ para diferentes regímenes de movimiento de las corrientes monofásicas del líquido y del gas. En (Chen, 1985) se dan ecuaciones semiempíricas que permiten calcular las pérdidas según este método. Sin embargo, aunque el modelo de Martinelli refleja más realmente la dinámica del proceso de flujo de

la corriente de dos fases, desde el punto de vista de la exactitud de los cálculos, en (Berman et. al, 1984) se puntualiza que no existen diferencias sustanciales entre el modelo homogéneo y el de Martinelli. Por el carácter mucho más simple del primero, en el caso que en el enfriador se produzca la condensación de la humedad en el volumen de la corriente, se calcularán las pérdidas a partir de esa sección, a través de las ecuaciones del modelo homogéneo de la corriente de dos fases.

2.5 Influencia del ensuciamiento del lado del agua de enfriamiento en la hidrodinámica y en la transferencia de calor de los enfriadores.

En la actualidad el ensuciamiento de las superficies de los intercambiadores de calor se toma en cuenta al introducir en los cálculos de transferencia el coeficiente total de transferencia de calor el término R_z que representa la resistencia térmica de las incrustaciones. Sin embargo, en la literatura técnica el valor de R_z para el agua de enfriamiento de los enfriadores de los compresores centrífugos se toma constante durante todo el período de explotación, en dependencia solo de la naturaleza y del estado del agua empleada. En los cálculos hidrodinámicos y de los coeficientes peliculares no se toma en cuenta el incremento de la velocidad a causa de la reducción del área viva al incrementarse el espesor de las incrustaciones. Generalmente el efecto de las incrustaciones en las superficies de transferencia en los cálculos hidrodinámicos se toma en cuenta de forma muy burda mediante la clasificación en: muy sucio, sucio y limpio.

El valor de R_z depende de la temperatura, la velocidad, el tiempo y otros factores. Teniendo en cuenta que la presencia de una capa de incrustaciones de espesor δ_z ejerce una fundamental influencia en las pérdidas hidráulicas y en los coeficientes peliculares, se introducirá esta magnitud en los cálculos de las secciones de circulación de los flujos, velocidades, etc. La relación entre la dimensión característica de la sección y δ_z es la siguiente:

Espacio entre tubos

$$d_{eq_{et}} = d_{eq_{ext}} - 2 \cdot \delta_{z_{ext}} \quad (2.40 \text{ a})$$

Interior de los tubos

$$d_{eq_{it}} = d_{eq_{int}} - 2 \cdot \delta_{z_{int}} \quad (2.40 \text{ b})$$

La resistencia térmica se determina entonces a través del valor de δ_z y el coeficiente de conductividad térmica de las incrustaciones λ_z , en coordenadas cilíndricas:

Espacio entre tubos:

$$R_{z_{et}} = \frac{d_{eq_{et}}}{2\lambda_{z_{ext}}} \cdot \ln \frac{d_{eq_{ext}}}{d_{eq_{ext}} - 2\delta_{z_{ext}}} \quad (2.41)$$

Interior de los tubos

$$R_{z_{it}} = \frac{d_{eq_{it}}}{2\lambda_{z_{int}}} \cdot \ln \frac{d_{eq_{int}}}{d_{eq_{int}} - 2\delta_{z_{int}}} \quad (2.42)$$

De la revisión bibliográfica realizada se aprecia que se han desarrollado numerosas investigaciones: (Geller, 1961); (Aleksandrov, 1973); (Dykhno, 1994); (Kanebets, 1982); (Knudsen, 1984); (Berman et. al, 1984); (Fassbender, 1985); (Collier, 1986); (Lahm, 1986); (Marner, 1986); (Somerscales, 1987) sobre el ensuciamiento de las superficies de transferencia de los equipos térmicos y han sido elaborados diferentes modelos: (Reitzer, 1964); (Walkinson, 1969), (Taborek, 1972); (Mankovskii, 1976); (Bott, 1979); (Kanebets, 1982); (Fassbender, 1985); (Dungi, 1986); (Crittenden et. al, 1987); para las incrustaciones provocadas por diferentes sustancias la enorme mayoría de ellos para derivados del petróleo, sin embargo, con agua solo se presenta un modelo en (Mankovskii, 1976). De todos los modelos publicados en la literatura el modelo propuesto por (Kanebets, 1982) es realmente el más elaborado, pero ha sido obtenido solamente para el caso del petróleo, sin embargo para enfriadores de aire utilizando con agente enfriante agua de retorno se dan resultados experimentales en (Aleksandrov, 1973). Y se ha desarrollado sólo un modelo matemático por (Mankovskii, 1976); ambos resultados será tomados como referencias para el desarrollo del Modelo Matemático que con este fin será elaborado en el próximo Capítulo.

2.6 Influencia del esquema de circulación de los flujos del aire y del agua de enfriamiento en el interior del enfriador.

En la Tabla 2.3 se muestran los posibles esquemas de circulación de los flujos en el interior de un cuerpo del enfriador, para las diferentes variantes constructivas más utilizadas en los intercambiadores de calor y se ilustra en la misma como se debe realizar la división en secciones y elementos. Las secciones se han designado por la letra Z y los elementos por la letra L.

Tabla 2.3 División del enfriador en secciones y elementos para los esquemas de flujo analizados		
Denominación	Esquema de Circulación de los flujos A-Agua G-Gas	División del enfriador en secciones y elementos
Paralelo		
Contra-Corriente		
Cruzado Puro		
Cruzado Paralelo		
Cruzado Contra-corriente		

El cálculo se comienza por el primer elemento de la primera sección. Conocidos los parámetros del aire a la entrada de éste, se calculan los parámetros a la salida, los cuales a su vez se toman como parámetros de entrada para el siguiente elemento y así sucesivamente hasta concluir con todos los elementos de la primera sección. Una vez obtenidos los parámetros de salida de la primera sección, se realiza el balance térmico de la misma para determinar la temperatura de salida del agua de enfriamiento de la sección. Concluido el cálculo de la primera sección, los parámetros del aire a la salida de ésta, se toman como parámetros de entrada de la segunda sección y así sucesivamente hasta la última sección, cuyos parámetros de salida son los parámetros de salida del cuerpo. En la realización de estos cálculos se hace necesario conocer la temperatura de entrada del agua de enfriamiento a cada sección y aquí se presenta la dificultad que, en dependencia del esquema de circulación de los flujos, el agua de enfriamiento no siempre entra al cuerpo por la primera sección y por otro lado el agua de enfriamiento que sale de la sección Z no siempre entra precisamente en la sección $Z + 1$. De aquí que, antes de comenzar los cálculos sea necesario determinar previamente y como primera aproximación, la temperatura de entrada del agua de enfriamiento a cada sección para lo cual resulta imprescindible calcular previamente la elevación de temperatura que se producirá en el agua de enfriamiento en cada una de ellas. Es necesario aclarar que se ha considerado como simplificación del problema que el agua de enfriamiento varía su temperatura solamente en la dirección del flujo de ésta, o sea, para una sección en particular, la temperatura del agua de enfriamiento varía de la entrada a la salida de la misma, pero no para los diferentes elementos que la componen.

Se analizará a continuación como se realiza esta estimación para cada uno de los esquemas de flujo analizados. El esquema más elemental de circulación de los flujos es el esquema paralelo, presente digamos en los enfriadores de tubo en tubo (Carrasco, 1989). En la actualidad este esquema de circulación de los flujos prácticamente no se utiliza en los enfriadores de aire, no obstante por su simplicidad se ha incluido en el análisis. En este caso la estimación de la temperatura de entrada del agua a cada sección no ofrece ninguna dificultad, ni se requiere precisar posteriormente los valores obtenidos en el cálculo, simplemente la temperatura de entrada a la primera sección es

igual a la temperatura de agua a la entrada del cuerpo al enfriador y la temperatura de entrada a cada una de las secciones posteriores es igual a la temperatura de salida de la sección precedente.

Para el esquema contracorriente, el agua entra al cuerpo del enfriador por la última sección y el cálculo es necesario comenzarlo por la primera sección, aquí se presenta la primera dificultad, para estimar la temperatura de entrada del agua a cada sección se utilizarán las siguientes expresiones:

$$z = 1 \quad t''e_z = t''ec_{m,n} + \Delta t''c_{m,n} - \Delta t''_z \quad (2.43)$$

$$z > 1 \quad t''e_z = t''e_{z-1} - \Delta t''_z \quad (2.44)$$

O sea, se requiere tener una estimación de la elevación de la temperatura que se producirá en el agua de enfriamiento en el cuerpo del enfriador $\Delta t''c_{m,n}$, aspecto éste que fue analizado en el epígrafe anterior, y se requiere además, tener una estimación de la elevación de la temperatura del agua en cada una de las secciones en que se dividirá el enfriador $\Delta t''_z$.

Los cálculos realizados en el trabajo (Goytisoló, 1997) han permitido suponer que la elevación de la temperatura del agua en cada sección responde con bastante exactitud a una progresión geométrica de la forma:

$$\Delta t''_z = \frac{\Delta t''c_{m,n}}{A \cdot r^{z-1}} \quad (2.45)$$

De manera que si el enfriador se divide en z_m secciones, se cumple que:

$$\Delta t''c_{m,n} = \Delta t''_1 + \Delta t''_2 + \dots + \Delta t''_{z_m} \quad (2.46)$$

Sustituyendo (2.45) en (2.46), se obtiene:

$$\Delta t''c_{m,n} = \frac{\Delta t''c_{m,n}}{A} + \frac{\Delta t''c_{m,n}}{A \cdot r} + \frac{\Delta t''c_{m,n}}{A \cdot r^2} + \dots + \frac{\Delta t''c_{m,n}}{A \cdot r^{z_m-1}} \quad (2.47)$$

De donde:

$$r^{z_m-1} = \frac{r^{z_m-1}}{A} + \frac{r^{z_m-2}}{A} + \dots + \frac{1}{A} = S_{z_m} \quad (2.48)$$

La suma de los términos del lado derecho de la ecuación (2.48) es igual a:

$$S_{ZM} = \frac{1}{A} \cdot \left(\frac{r^{ZM} - 1}{r - 1} \right) \quad (2.49)$$

Igualando (2.48) y (2.49) se obtiene que:

$$A = \frac{r^{ZM} - 1}{r^{ZM-1}(r - 1)} \quad (2.50)$$

De los cálculos realizados en (Goytisoló, 1997) para los enfriadores disponibles se ha podido precisar que si cada sección se divide en $ZL > 1$ elementos, la razón de la progresión se puede calcular con bastante exactitud por la expresión:

$$r = \frac{2.1, 2^{ZL} [1, 2^{ZL-1} - 1]}{1, 2^{ZL} - 1} \quad (2.51)$$

Concluido el cálculo de la última sección del enfriador es necesario comparar el valor obtenido de la temperatura de entrada a la última sección $t''_{e_{ZM}}$ con la temperatura de entrada al cuerpo $t''_{e_{m,n}}$. Estas temperaturas deben ser iguales, en caso contrario se reajusta la temperatura de entrada a la primera sección y se repiten los cálculos hasta satisfacer la condición de igualdad de estas temperaturas con la precisión deseada.

En los enfriadores de aire se utiliza casi exclusivamente el esquema cruzado de circulación de los flujos: (Rozenberg, 1971); (Nikitina, 1980); (Berman, 1981); (Sokolov, 1981) con uno o más pases en la circulación del aire y del agua de enfriamiento.

El esquema más sencillo de estas variantes constructivas es el esquema cruzado "puro", o sea, con un solo pase tanto en la dirección del flujo de gas, como en la dirección del agua de enfriamiento. En este caso la temperatura de entrada del agua de enfriamiento a cada sección es igual a la temperatura de entrada del agua de enfriamiento al cuerpo del enfriador.

Los esquemas de circulación de los flujos más generalizados en los enfriadores de gas de los compresores centrífugos, son los esquemas: cruzado-paralelo y cruzado-contracorriente (Tabla 2.3). En este caso, el enfriador se divide en tantas secciones como pases de agua tenga el mismo, y cada sección se divide en tantos elementos como filas posea el pase de agua en la dirección del flujo de aire (cuando éste circula por el espacio entre tubos), o en un número determinado de elementos (cuando circula por el interior de los tubos).

Para la estimación de la temperatura de entrada a cada sección (pase de agua), en el caso del esquema cruzado-paralelo, no existe ninguna dificultad, la temperatura de entrada a la primera sección (primer pase de agua) es igual a la temperatura de entrada al cuerpo del enfriador y las temperaturas de entrada a las subsiguientes secciones serán iguales a las temperaturas de salida de las secciones precedentes correspondientemente, o sea:

$$\text{Para } Z = K = 1 \quad t''e_z = t''ep_k = t''ec_{m,n} \quad (2.52)$$

$$\text{Para } Z = K > 1 \quad t''e_z = t''sp_{k-1} = t''s_{z-1} \quad (2.53)$$

Para el esquema cruzado-contracorriente, se presentan las mismas dificultades que para el esquema contracorriente analizado anteriormente. En este caso se utilizan las expresiones:

$$\text{Para } Z = K = 1 \quad t''e_z = t''ep_k = t''ec_{m,n} + \Delta t''c_{m,n} - \Delta t''_z \quad (2.54)$$

$$\text{Para } Z = K > 1 \quad t''e_z = t''ep_k = t''e_{z-1} - \Delta t''_z \quad (2.55)$$

En estas expresiones:

$$\Delta t''_z = \Delta t''_k = \frac{\Delta t''c_{m,n}}{A \cdot r^{z-1}} \quad (2.56)$$

Dónde:

$$A = \frac{r^{ZPW} - 1}{r^{ZPW-1}(r - 1)} \quad (2.57)$$

k - número de orden del pase de agua.

ZPW - número de pases de agua.

r - razón de la progresión (fórmula 2.51).

2.7 Conclusiones Parciales del Capítulo II.

Sobre la base de los datos de la investigación teórica realizada en el presente trabajo, y con la utilización de los datos de la literatura han quedado establecidas las ecuaciones para el cálculo térmico e hidrodinámico de los enfriadores de aire que permiten tomar en cuenta el estado del aire y del agua de enfriamiento.

A diferencia de la existente, la misma puede apreciar las siguientes nuevas influencias:

1. Presión, humedad y temperatura del aire a la entrada del enfriador.

El elemento novedoso es que se puede considerar la humedad en masa del aire a la entrada del enfriador.

2. Influencia de la humedad en las propiedades físicas y termodinámicas del aire.

Se introdujeron en la metodología las ecuaciones conocidas para las mezclas de gases y vapores y se obtuvieron algunas ecuaciones no existentes en la literatura para la mezcla aire seco-vapor de agua.

3. Condensación de la humedad en el intercambio térmico y en la hidrodinámica de los enfriadores de aire.

Partiendo de las ecuaciones diferenciales e integrales del intercambio térmico húmedo, se obtuvieron las ecuaciones que permiten apreciar la influencia de la condensación de la humedad en los parámetros: temperatura, flujo másico y humedad del gas a la salida de los enfriadores. Para tomar en cuenta la influencia de la condensación de la humedad en la hidrodinámica de los enfriadores cuando la humedad se condensa en el volumen de la corriente, se utilizaron las ecuaciones del modelo homogéneo de la corriente de dos fases.

4. Ensuciamiento de las superficies de transferencia.

El estado físico-químico del agua de enfriamiento, caracterizado por su contenido de fango, contenido de sales y la presencia de microorganismos determina el grado de ensuciamiento (incrustaciones) que se produce en la superficie de transferencia de los enfriadores durante el proceso de explotación. El ensuciamiento de la superficie, por otro lado, influye en el proceso de transferencia de calor del aire al agua de enfriamiento, se eleva la temperatura del aire y el consumo de energía afectándose la economía de la instalación.

5. Esquema de circulación de los flujos en el interior del cuerpo de los enfriadores.

Se desarrollaron en el presente trabajo las ecuaciones necesarias para tomar en cuenta esta influencia en los parámetros de salida del aire y del agua de enfriamiento para los esquemas de circulación de los flujos más utilizados en los enfriadores de gas de los compresores centrífugos.

Capítulo III Modelos matemáticos para determinar la influencia del ensuciamiento del lado del agua y de la humedad del aire en la termo transferencia y en la hidrodinámica de los enfriadores de aire

3.1 Desarrollo de un Modelo Matemático para determinar la influencia del efecto progresivo de ensuciamiento del lado del agua en la resistencia térmica e hidrodinámica de los enfriadores de aire.

En el presente trabajo se presenta un algoritmo y un modelo matemático para poder evaluar en función del tiempo de explotación la influencia del ensuciamiento que provoca el agua de retorno en la hidrodinámica y en la transferencia de calor de los enfriadores de aire.

La influencia de las incrustaciones en los cálculos térmicos e hidráulicos se realiza sobre la base del algoritmo mostrado en la Figura 3.1.

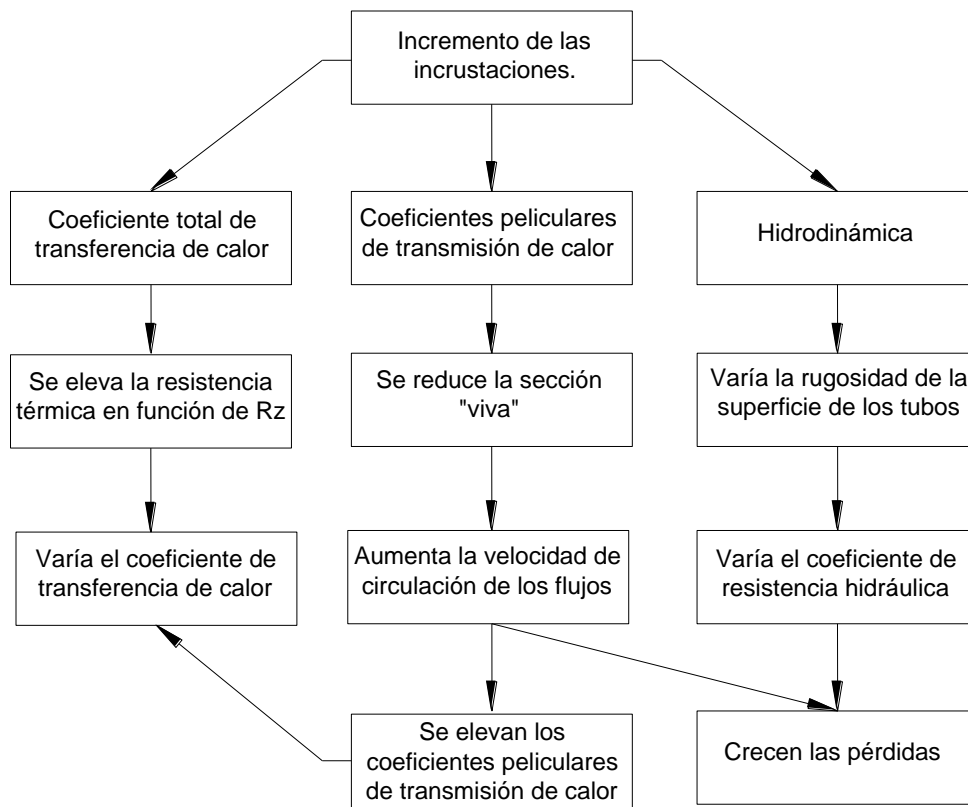


Figura 3.1 Influencia del incremento de las incrustaciones.

En general existe el consenso de que el proceso de ensuciamiento de las superficies de circulación de los flujos en los intercambiadores de calor 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.

$$\frac{d\delta_z}{d\tau} = k_1 \cdot m \cdot G'' - k_2 \cdot \tau_p \cdot \delta_z \quad (3.1)$$

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

De donde:

$$\tau_p = \frac{\zeta}{8} \cdot \rho'' \cdot v''^2 \quad (3.2)$$

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:

$$\zeta = \frac{0,316}{\text{Re}''^{0,25}} = \frac{0,316}{\left[\frac{(d_{eq_i} - 2\delta_{z_i}) \cdot v'' \cdot \rho''}{\mu''} \right]^{0,25}} \quad (3.3)$$

Dónde:

$$v'' = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{G''}{\rho'' (d_{eq_i} - 2\delta_{z_i})^2} \quad (3.4)$$

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

Sustituyendo (3.2), (3.3) y (3.4) en (3.1) se obtiene que:

$$\frac{d\delta_{z_i}}{d\tau} = k_1 \cdot m \cdot G''^{-0,0603} \cdot \frac{k_2 \cdot \mu^{0,25} \cdot G''^{1,75} \cdot \delta_{z_i}}{\rho'' (d_{eq_i} - 2\delta_{z_i})^{3,75}} \quad (3.5)$$

Designando por:

$$M = k_1 \cdot m \cdot G'' \quad Y \quad N = 0,0603 \cdot k_2 \cdot \mu^{0,25} \cdot G''^{1,75} \cdot \rho''^{-1} \quad (3.6)$$

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

$$N = 0,244 \cdot k_2 \cdot \mu^{0,2} \cdot G''^{1,8} \cdot \rho''^{-1} \quad (3.7)$$

Entonces:

$$\frac{d\delta_{z_i}}{d\tau} = M - N \cdot \frac{\delta_{z_i}}{(d_{eq_i} - 2\delta_{z_i})^{3,75}} \quad (3.8)$$

Si se considera

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

$$\frac{d\delta_{z_i}}{d\tau} = M - N \cdot \frac{\delta_{z_i}}{d_{eq_i}^{3,75}} \quad (3.9)$$

Reagrupando y despejando:

$$\delta_{z_i} = \frac{M \cdot d_{eq_i}^{3,75}}{N} \left[1 - e^{-\left(\frac{N \cdot \tau}{d_{eq_i}^{3,75}} \right)} \right] \quad (3.10)$$

Designando por:

$$B = \frac{N}{d_{eq_i}^{3,75}} \quad (3.11)$$

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

$$B = \frac{N}{d_{eq_i}^4} \quad (3.12)$$

Se obtiene, finalmente que:

$$\delta_{z_i} = \frac{M}{B} [1 - e^{-(B \cdot \tau)}] \quad (3.13)$$

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

$$Rz_{\max} = f(\delta_{z_{\max}}) \quad (3.14)$$

Se tiene también que:

$$Rz_i = Rz_{\max} [1 - e^{-(B \cdot \tau)}] \quad (3.15)$$

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

$$Rz_{\max} = \frac{A}{v^n} \quad (3.16)$$

Despejando B de (3.15) se tiene que:

$$B = \frac{1}{\tau} \cdot \ln \left(\frac{Rz_{\max}}{Rz_{\max} - Rz} \right) \quad (3.17)$$

Hallando la constante B para diferentes instantes de tiempo seleccionados

$$B_1 = \frac{1}{\tau_1} \cdot \ln \left(\frac{Rz_{\max}}{Rz_{\max} - Rz_1} \right) \quad (3.18)$$

$$B_2 = \frac{1}{\tau_2} \cdot \ln \left(\frac{Rz_{\max}}{Rz_{\max} - Rz_2} \right) \quad (3.19)$$

$$B_n = \frac{1}{\tau_n} \cdot \ln \left(\frac{Rz_{\max}}{Rz_{\max} - Rz_n} \right) \quad (3.20)$$

La constante B se calculó como el valor promedio

$$B = \sum_{i=1}^n (B_1 + B_2 + \dots + B_n) / n \quad (3.21)$$

Utilizando las ecuaciones de la (3.15) a la (3.21) 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 presente trabajo se obtuvieron las constantes A y B y el exponente n del modelo obtenido para hallar R_z siguiente:

$$Rz_i = \frac{A}{v^{mn}} [1 - e^{-(B \cdot \tau)}] \quad (3.22)$$

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:

$$Rz = \frac{0,00257}{v''^{0,751}} \left[1 - e^{-(0,0224\tau_e)} \right] \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{w} \right) \quad (3.23)$$

Dónde:

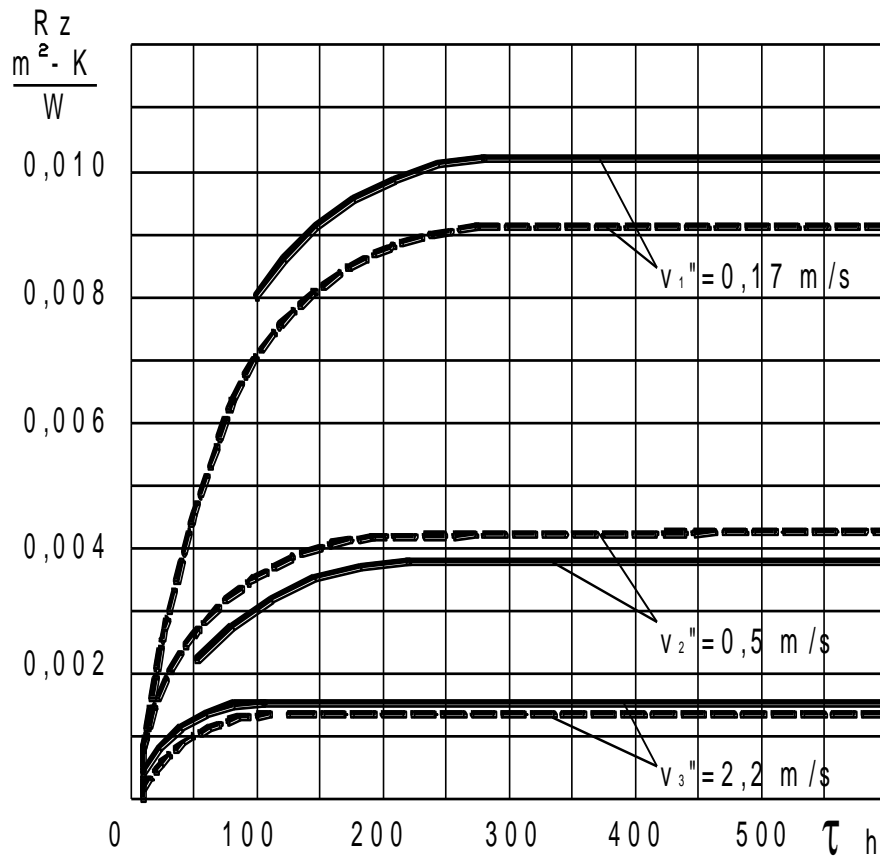
v'' - velocidad de circulación del agua en m/s y τ - tiempo de explotación en horas

Está claro que el modelo expresado por la ecuación (3.23) 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 (3.15) a la (3.22) y obtener las constantes A, B y n.

En la Figura 3.2 se muestra la comparación de los resultados experimentales dados en (Aleksandrov, 1973) y los valores de Rz obtenidos por la ecuación (3.23) 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:

$$Rz_{\max} = \frac{0,002}{v''} \quad (3.24)$$

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 $v'' \geq 1$ m/s (Berman et. al, 1984); (Cherkaski, V. M; 1986) e incluso se recomiendan valores mayores que $v'' \geq 2$ m/s (Mankovskii, 1976) el error al utilizar el modelo propuesto debe ser menor del 5 %.



Líneas Continuas: Datos experimentales de Aleksandrov.

Líneas Discontinuas: Valores obtenidos con el Modelo Ec. 3.23

Figura 3.2. Comparación del modelo de ensuciamiento propuesto con los datos experimentales.

Este Modelo Matemático que permite predecir el comportamiento de la capa de incrustaciones y la resistencia térmica de la capa de incrustaciones con el tiempo va a permitir continuar la presente investigación en la dirección de determinar los períodos óptimos de limpieza de los enfriadores que utilizan agua de retorno. Si los enfriadores se ensucian el consumo de energía aumenta pues su capacidad de enfriamiento se reduce, en la medida en que se prolonga el plazo de limpieza el costo de mantenimiento se reduce. En la Economía este problema se puede enfrentar según el Criterio del Costo Mínimo (Portuondo, 2006) para determinar el período Óptimo de Limpieza. Cuando se evalúan diferentes alternativas para una Inversión, 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

proyectista como por aquellos que realicen la evaluación de las alternativas, ya que en ocasiones no son dos o tres, sino un número muy grande de alternativas las que deben compararse. 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, en este caso: el tiempo. 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.

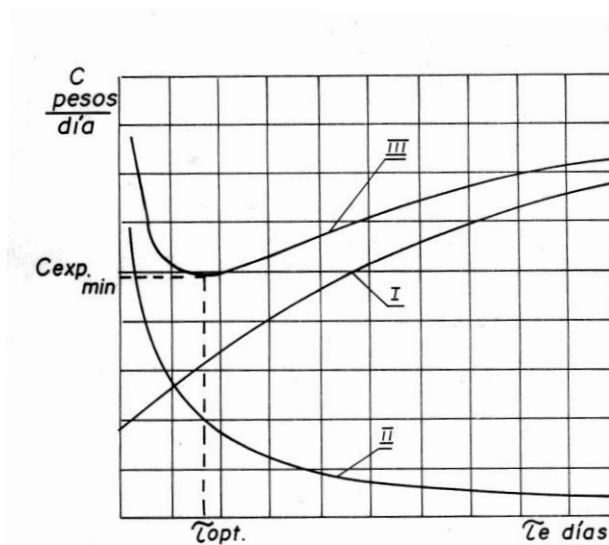


Figura 3.3. Determinación del valor óptimo de la variable en este caso el tiempo entre limpiezas utilizando el criterio del Costo Mínimo.

Este criterio fue aplicado por (Goytisoló, 1997) en la determinación del Período Óptimo de Limpieza de los enfriadores de un Compresor Centrífugo: Nuovo Pignone 11 CO1A, de 5 000 kW de potencia nominal, de la Empresa de Fertilizantes Nitrogenados de Cienfuegos, enfriado con agua de mar, de cuatro secciones con 14 etapas, distribuidas por sección como sigue: 4 etapas en la primera y tercera sección y 3 etapas en la segunda y cuarta sección. El compresor era accionado por turbina de vapor y tenía todo el instrumental necesario para poder calcular la potencia de la turbina en la medida que transcurría el periodo de operación sin limpieza de los tubos. La incrustación de los enfriadores era tan violenta por la presencia de microorganismos en el agua, que los tubos se llegaban a obstruir completamente. En la Figura 3.4 se muestra un tubo

obstruido completamente por la presencia de sales y microorganismos. (Gil Fundora, 1980). 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 aumenta y esto implica mayor demanda de energía en el compresor, (Ver Figura 3.5) 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.

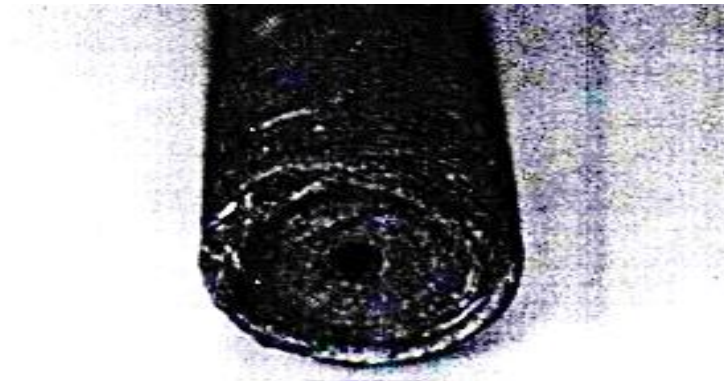


Figura 3.4 Tubo de los enfriadores intermedios del Compresor 11 CO1A obstruido completamente por la presencia de sales y microorganismos en el agua de mar.

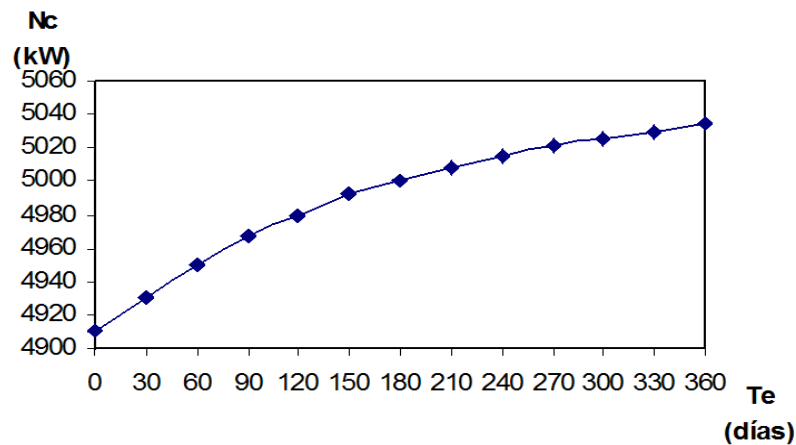


Figura 3.5 Incremento de la potencia consumida por el Compresor 11 CO1A en el período de un año sin limpieza de los enfriadores intermedios.

La potencia se incrementó desde 4 012 kW hasta 5 035 kW en un año sin limpiezas (Figura 3.5), más de 1000 kW. Este proceso se ilustra la (Figura 3.3), donde la Curva I muestra precisamente el incremento del costo de la energía y la Curva II la disminución de los costos de mantenimiento. El costo total, que es la suma de ambos (Curva III) tiene su mínimo en la que constituye el Período Óptimo de Limpieza de los enfriadores del compresor. En dicha investigación se obtuvo un período óptimo de limpieza de los enfriadores intermedios de 5 meses. Con el Modelo Matemático creado se amplía el horizonte de aplicación de esta Metodología a Enfriadores de gas que utilizan como agente enfriante agua de retorno.

3.2 Desarrollo de la metodología de cálculo para determinar la influencia de la humedad del aire en la resistencia térmica e hidrodinámica de los enfriadores.

El esclarecimiento del mecanismo de condensación de la humedad en los enfriadores de gas de los compresores centrífugos, establecido por primera vez en el trabajo (Rafalovich, 1973) y la elaboración posterior de estos resultados publicados en (Berman Ya. A. 1974, 1981), hasta obtener una metodología confiable para el cálculo del intercambio húmedo de los enfriadores de gas, sentaron las bases para el perfeccionamiento de la metodología de recálculo de las características de los enfriadores de aire, sobre la base de su cálculo analítico.

Según (Rafalovich, 1973) la condensación se produce fundamentalmente sobre la superficie de los tubos y no en el volumen de la corriente como se pensaba hasta entonces. En (Berman, Ya. A. 1981) se plantea que la condensación comienza en aquella fila de tubos en la cual la temperatura de la pared es igual a la temperatura de rocío.

Partiendo de las ecuaciones integrales y diferenciales dadas en (Rafalovich, 1973), que toman en cuenta la influencia del intercambio másico en el térmico, se obtuvieron las siguientes ecuaciones para el cálculo de los parámetros del gas a la salida de una fila i cualquiera.

La temperatura del aire a la salida de la fila i :

$$t_{i+1} = \frac{(B_1 - i) \cdot t_i' + t_{ei}'' + C \cdot (d_i' + d_{pi}'_{med})}{B_1} \quad (3.25)$$

Dónde:

$$B_1 = 1/2 + \frac{W}{1 - \varepsilon_T} \quad (3.26)$$

$$\bar{W} = \frac{W'}{W''} \quad (3.27)$$

$$\varepsilon_T = e^{-\varepsilon \cdot \bar{W}} \quad (3.28)$$

$$\varepsilon = \frac{K \cdot F_{gi}}{W'} \quad (3.29)$$

$$C_1 = \frac{A_1 \cdot r \cdot \sigma}{\alpha' \cdot W'' \cdot (1 - \varepsilon_T)} \cdot [\alpha' \cdot F_{gi} - W'' \cdot (1 - \varepsilon_T)] \quad (3.30)$$

$$A_1 = \frac{2 \cdot G'}{\sigma \cdot F_{gi} + 2 \cdot G'} \quad (3.31)$$

Y la humedad en masa del aire a la salida de la fila i:

$$d'_{i+1} = d'_{pi_{med}} - \varepsilon_D \cdot (d'_{pi_{med}} - d'_i) \quad (3.32)$$

Dónde:

$$\varepsilon_D = \exp\left(-\frac{2 \cdot \sigma \cdot \eta \cdot F_{gi}}{2 \cdot G' - \sigma \cdot \eta \cdot F_{gi}}\right) \quad (3.33)$$

En el cálculo del coeficiente total de transferencia de calor K se tomó en cuenta la resistencia térmica de la capa de incrustaciones y de la capa de condensado.

Si no se produce la condensación sobre la pared, la temperatura del gas a la salida de la fila i se calcula por la ecuación (3.25) pero eliminando el tercer sumando del numerador, tomando entonces la humedad a la salida de la fila i: $d'(i+1) = d'_i$.

La condensación ocurre fundamentalmente sobre las paredes de la superficie de transferencia, pero la experiencia de (Berman, 1981) demuestra que para elevados contenidos de humedad del aire, éste puede saturarse antes de salir del enfriador. En este caso, parte de la humedad se condensa en el volumen de la corriente. La masa condensada en el volumen en la fila i se puede calcular por la siguiente expresión:

$$m_i''' = \frac{G_i'}{1 + d_i'} \left[\frac{d_i' \cdot P_{m_i}' - (d_i' + 0.622) \cdot P_{sat_i}}{P_{m_i}' - P_{sat_i}} \right] \quad (3.34)$$

La presión de la mezcla a la salida de la fila i : $P(i+1) = P_i - \Delta P_i$, donde: ΔP_i se calcula por las ecuaciones clásicas para el cálculo de la caída de presión en los haces de tubos de los intercambiadores de calor, sin embargo, en el caso que se produzca la condensación en el volumen de la corriente, la humedad condensada es arrastrada por ésta incrementando las pérdidas de presión. Para tomar en cuenta este efecto en el cálculo de P_i se utilizaron las ecuaciones del modelo homogéneo de la corriente de dos fases dadas en (Mankoski. O. N. 1976).

3.3 Metodología de cálculo de los parámetros del aire y del agua a la salida del enfriador.

En la Tabla 3.1 se muestran los posibles esquemas de circulación de los flujos en el interior de un cuerpo del enfriador, para las diferentes variantes constructivas más utilizadas en los intercambiadores de calor y se ilustra en la misma como se debe realizar la división en secciones y elementos. Las secciones se han designado por la letra Z y los elementos por la letra L.

Tabla 3.1 División del enfriador en secciones y elementos para los esquemas de flujo analizados		
Denominación	Esquema de Circulación de los flujos A-Agua G-Gas	División del enfriador en secciones y elementos
Paralelo		
Contra-Corriente		
Cruzado Puro		
Cruzado Paralelo		
Cruzado Contra-corriente		

El cálculo se comienza por el primer elemento de la primera sección. Conocidos los parámetros del aire a la entrada de éste, se calculan los parámetros a la salida, los cuales a su vez se toman como parámetros de entrada para el siguiente elemento y así sucesivamente hasta concluir con todos los elementos de la primera sección. Una vez obtenidos los parámetros de salida de la primera sección, se realiza el balance térmico de la misma para determinar la temperatura de salida del agua de enfriamiento de la

sección. Concluido el cálculo de la primera sección, los parámetros del aire a la salida de ésta, se toman como parámetros de entrada de la segunda sección y así sucesivamente hasta la última sección, cuyos parámetros de salida son los parámetros de salida del cuerpo. En la realización de estos cálculos se hace necesario conocer la temperatura de entrada del agua de enfriamiento a cada sección y aquí se presenta la dificultad que, en dependencia del esquema de circulación de los flujos, el agua de enfriamiento no siempre entra al cuerpo por la primera sección y por otro lado el agua de enfriamiento que sale de la sección Z no siempre entra precisamente en la sección $Z + 1$. De aquí que, antes de comenzar los cálculos sea necesario determinar previamente y como primera aproximación, la temperatura de entrada del agua de enfriamiento a cada sección para lo cual resulta imprescindible calcular previamente la elevación de temperatura que se producirá en el agua de enfriamiento en cada una de ellas. Es necesario aclarar que se ha considerado como simplificación del problema que el agua de enfriamiento varía su temperatura solamente en la dirección del flujo de ésta, o sea, para una sección en particular, la temperatura del agua de enfriamiento varía de la entrada a la salida de la misma, pero no para los diferentes elementos que la componen.

Se analizará a continuación como se realiza esta estimación para cada uno de los esquemas de flujo analizados. El esquema más elemental de circulación de los flujos es el esquema paralelo, presente digamos en los enfriadores de tubo en tubo (Carrasco, 1989). En este caso la estimación de la temperatura de entrada del agua a cada sección no ofrece ninguna dificultad, ni se requiere precisar posteriormente los valores obtenidos en el cálculo, simplemente la temperatura de entrada a la primera sección es igual a la temperatura de agua a la entrada del cuerpo al enfriador y la temperatura de entrada a cada una de las secciones posteriores es igual a la temperatura de salida de la sección precedente.

Para el esquema contracorriente, el agua entra al cuerpo del enfriador por la última sección y el cálculo es necesario comenzarlo por la primera sección, aquí se presenta la primera dificultad, para estimar la temperatura de entrada del agua a cada sección se utilizarán las siguientes expresiones:

$$z = 1 \quad t''e_z = t''ec_{m,n} + \Delta t''c_{m,n} - \Delta t''_z \quad (3.35)$$

$$z > 1 \quad t''e_z = t''e_{z-1} - \Delta t''_z \quad (3.36)$$

O sea, se requiere tener una estimación de la elevación de la temperatura que se producirá en el agua de enfriamiento en el cuerpo del enfriador $\Delta t''_{c_{m,n}}$, aspecto éste que fue analizado en el epígrafe anterior, y se requiere además, tener una estimación de la elevación de la temperatura del agua en cada una de las secciones en que se dividirá el enfriador $\Delta t''_z$.

Los cálculos realizados en el trabajo (Goytisolo, 1997) han permitido suponer que la elevación de la temperatura del agua en cada sección responde con bastante exactitud a una progresión geométrica de la forma:

$$\Delta t''_z = \frac{\Delta t''_{c_{m,n}}}{A \cdot r^{z-1}} \quad (3.37)$$

De manera que si el enfriador se divide en z_m secciones, se cumple que:

$$\Delta t''_{c_{m,n}} = \Delta t''_1 + \Delta t''_2 + \dots + \Delta t''_{z_m} \quad (3.38)$$

Sustituyendo (2.68) en (2.69)

$$\Delta t''_{c_{m,n}} = \frac{\Delta t''_{c_{m,n}}}{A} + \frac{\Delta t''_{c_{m,n}}}{A \cdot r} + \frac{\Delta t''_{c_{m,n}}}{A \cdot r^2} + \dots + \frac{\Delta t''_{c_{m,n}}}{A \cdot r^{z_m-1}} \quad (3.39)$$

De donde:

$$r^{z_m-1} = \frac{r^{z_m-1}}{A} + \frac{r^{z_m-2}}{A} + \dots + \frac{1}{A} = S_{z_m} \quad (3.40)$$

La suma de los términos del lado derecho de la ecuación (3.40) es igual a:

$$S_{z_m} = \frac{1}{A} \cdot \left(\frac{r^{z_m} - 1}{r - 1} \right) \quad (3.41)$$

Igualando (3.40) y (3.41) se obtiene que:

$$A = \frac{r^{z_m} - 1}{r^{z_m-1}(r - 1)} \quad (3.42)$$

De los cálculos realizados en (Goytisolo, 1997) para los enfriadores disponibles se ha podido precisar que si cada sección se divide en $ZL > 1$ elementos, la razón de la progresión se puede calcular con bastante exactitud por la expresión:

$$r = \frac{2.1,2^{ZL} [1,2^{ZL-1} - 1]}{1,2^{ZL} - 1} \quad (3.43)$$

Concluido el cálculo de la última sección del enfriador es necesario comparar el valor obtenido de la temperatura de entrada a la última sección $t''_{e_{ZM}}$ con la temperatura de entrada al cuerpo $t''_{e_{m,n}}$. Estas temperaturas deben ser iguales, en caso contrario se reajusta la temperatura de entrada a la primera sección y se repiten los cálculos hasta satisfacer la condición de igualdad de estas temperaturas con la precisión deseada.

En los enfriadores de aire se utilizan casi exclusivamente los esquemas a contracorriente o cruzado contracorriente de circulación de los flujos: (Rozenberg, 1971); (Nikitina, 1980); (Berman, 1981); (Sokolov, 1981) con uno o más pases en la circulación del aire y del agua de enfriamiento.

Los esquemas más sencillos de las variantes constructivas son: El paralelo, el contracorriente, el esquema cruzado puro, o sea, con un solo pase tanto en la dirección del flujo de gas, como en la dirección del agua de enfriamiento. Los esquemas de circulación de los flujos más generalizados en los enfriadores de gas de los compresores centrífugos, son los esquemas: cruzado-paralelo y cruzado-contracorriente (Tabla 3.1). En este caso, el enfriador se divide en tantas secciones como pases de agua tenga el mismo, y cada sección se divide en tantos elementos como filas posea el pase de agua en la dirección del flujo de aire (cuando éste circula por el espacio entre tubos), o en un número determinado de elementos (cuando circula por el interior de los tubos).

Para la estimación de la temperatura de entrada a cada sección (pase de agua), en el caso del esquema cruzado-paralelo, no existe ninguna dificultad, la temperatura de entrada a la primera sección (primer pase de agua) es igual a la temperatura de entrada al cuerpo del enfriador y las temperaturas de entrada a las subsiguientes secciones serán iguales a las temperaturas de salida de las secciones precedentes correspondientemente, o sea:

$$\text{Para } Z = K = 1 \quad t''_{e_z} = t''_{ep_k} = t''_{ec_{m,n}} \quad (3.44)$$

$$\text{Para } Z = K > 1 \quad t''_{e_z} = t''_{sp_{k-1}} = t''_{s_{z-1}} \quad (3.45)$$

Para el esquema cruzado-contracorriente, se presentan las mismas dificultades que para el esquema contracorriente analizado anteriormente. En este caso se utilizan las expresiones:

$$\text{Para } Z = K = 1 \quad t''e_z = t''ep_k = t''ec_{m,n} + \Delta t''c_{m,n} - \Delta t''_z \quad (3.46)$$

$$\text{Para } Z = K > 1 \quad t''e_z = t''ep_k = t''e_{z-1} - \Delta t''_z \quad (3.47)$$

En estas expresiones:

$$\Delta t''_z = \Delta t''_k = \frac{\Delta t''c_{m,n}}{A \cdot r^{z-1}} \quad (3.48)$$

Dónde:

$$A = \frac{r^{ZPW} - 1}{r^{ZPW-1}(r-1)} \quad (3.49)$$

k - número de orden del pase de agua.

ZPW - número de pases de agua.

r - razón de la progresión (Ecuación 3.43).

En la posterior precisión de estas temperaturas se procede de la misma forma que en el esquema contracorriente. En la Tabla 3.2 se dan las expresiones básicas de cálculo de los parámetros del aire a la salida del enfriador.

En la literatura consultada sólo se encontró un algoritmo y un programa de cálculo vinculado con las características de los compresores y enfriadores pero elaborado para aire seco (Bukowitz. D.O. 1996). Con las expresiones de cálculo mencionadas en el presente trabajo, en la Tesis de Doctor en Ciencias Técnicas del Tutor Principal del presente trabajo (Goytisoló, 1997) se elaboró un algoritmo y un software escrito en FORTRAN para minicomputadoras NEC para aire húmedo (Peña Acción, René Pablo. 1987) y con el mismo se evaluaron los enfriadores del Compresor Compacto de Cuatro Secciones de nueva generación, con tres enfriadores intermedios y uno final: 32 BLQ - 100/9 de capacidad 100 m³/min y 9 kgf/cm² = 0,918 MPa de presión de descarga, cuya foto se muestra en la Figura 3.6 este programa ya no existe, de aquí la necesidad de revitalizar esta investigación para que Cuba pueda contar con una herramienta como esa.

Tabla 3.2 Fórmulas para el cálculo de los parámetros del aire a la salida del elemento i del enfriador.	
Parámetro	Fórmula de Cálculo
Temperatura de la pared sin condensación	$t_{pimed} = \frac{\alpha'' t''_{imed} + \alpha' \frac{F_{gi}}{F_{wi}} \eta t_{imed}}{\alpha'' + \alpha' \frac{F_{gi}}{F_{wi}} \eta}$
Temperatura de la pared con condensación	$t_{pimed} = \frac{\alpha'' t''_{imed} + \alpha' \frac{F_{gi}}{F_{wi}} \eta t_{imed} + A_1 r \sigma \eta \frac{F_{gi}}{F_{wi}} (d_i - d_{pimed})}{\alpha'' + \alpha' \frac{F_{gi}}{F_{wi}} \eta}$
Parámetro A_1	$A_1 = \frac{G'}{\eta \frac{\sigma F_{gi}}{2} - G'}$
Relación $\frac{F_{gi}}{F_{wi}}$	$\frac{F_{gi}}{F_{wi}} = \varphi \frac{\pi_{gi}}{\pi_{wi}}$ <i>F_{gi} y F_{wi} – Area de transferencia del lodo del gas y del agua respectivamente.</i> <i>π_{gi} y π_{wi} – Perimetro del lodo del gas y agua respectivamente.</i>
Temperatura del gas a la salida del elemento i sin condensación	$t_{i+1} = \frac{(B_1 - 1)t'_i + t''_i}{B_1}$
Temperatura del gas a la salida del elemento i con condensación	$t_{i+1} = \frac{(B_1 - 1)t'_i + t''_i + C_1(d_i - d_{pimed})}{B_1}$
Parámetro B_1	$B_1 = \frac{1}{2} + \frac{\varpi}{1 + \varepsilon_T}$
Parámetro ε_T	$\varepsilon_T = e^{-\varepsilon \varpi}$ $\varepsilon = \frac{KF_{gi}}{W'} = \text{No. de unidades de transferencia.}$
Parámetro C_1	$C_1 = \frac{A_1 r \sigma}{\alpha'' W'' (1 - \varepsilon_T)} \quad [\alpha'' F_{gi} \times \eta - W'' (1 - \varepsilon_T)]$
Coeficiente total de transferencia de calor.	$K = \left[\frac{1}{\alpha''} + R_{zg} + \frac{b'''}{\lambda'''} + \frac{\eta \varphi dg}{dw - 2dz} \left(\frac{dw}{2\lambda_T} \ln \frac{dg}{dw} + R_{zg} + \frac{1}{\alpha''} \right) \right]^{-1}$
Parámetro ε_D	$\varepsilon_D = e^{-\left(\frac{2\sigma \eta F_{gi}}{2G' - \sigma \eta F_{gi}} \right)}$
Humedad del gas a la salida de la fila i.	$d'_{i+1} = d'_{pimed} - \varepsilon_D (d'_{pimed} - d'_i)$
Humedad del gas la temperatura de la pared.	$d_{pimed} = 0.622 \frac{P_{sp}}{P'_i - P_{sp}}$
Masa condensada en el volumen en la fila i	$m''_i = \frac{G'_i}{1 + d'_i} \left[\frac{d'_i P'_{mi} - (d'_i + 0.622) \times P_{sat_i}}{P'_{mi} - P_{sat_i}} \right]$
	$P_i = \text{Presion del aire en el elemento i en Pa}$ P_{sp} = Presion parcial del vapor de agua saturado a la temperatura de la pared del elememto i. Se calcula por las ecuaciones 3.21 o 3.22 tomando $T_m = T_{pimed}$ en K

Este compresor se encontraba desarrollándose en el Instituto de Investigación: "Turbo Compresor" de la ciudad de Kazán en Rusia y sobre el cual el Profesor Goytisoló desarrolló sus experimentos. En la Figura 3.7 se muestra la Instalación Experimental utilizada.

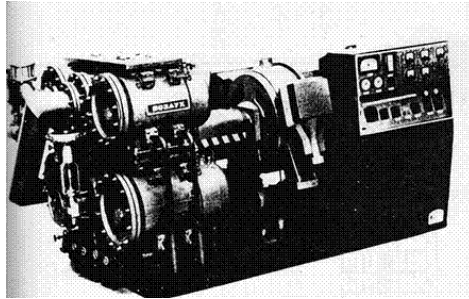


Figura 3.6 Compresor Compacto 32 BЦ - 100/9.

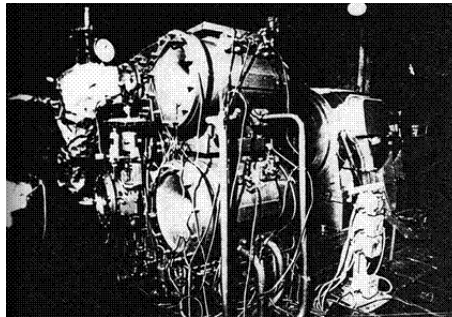
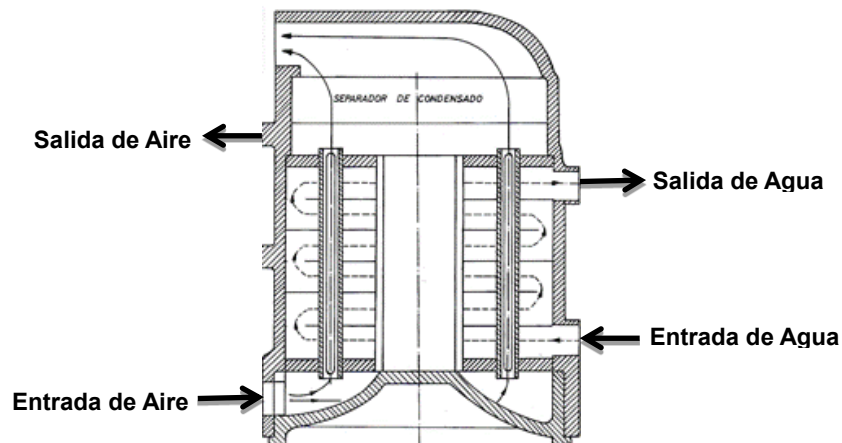


Figura 3.7 Instalación experimental.

En la Figura 3.8 se muestra un esquema de los enfriadores, todos eran idénticos.



**Figura 3.8 Esquema de los Enfriadores del Compresor 32 BЦ - 100/9
Con Esquema Cruzado – Paralelo.**

Para estos enfriadores se realizó el cálculo analítico de los enfriadores, dividiendo el mismo en 12 secciones en la dirección del flujo de aire que circulaba por el interior de los tubos con aletas longitudinales interiores. El cálculo se realizó para los Esquemas Cruzado – Paralelo y Cruzado - Contracorriente. En la Figura 3.9 se muestran los resultados obtenidos.

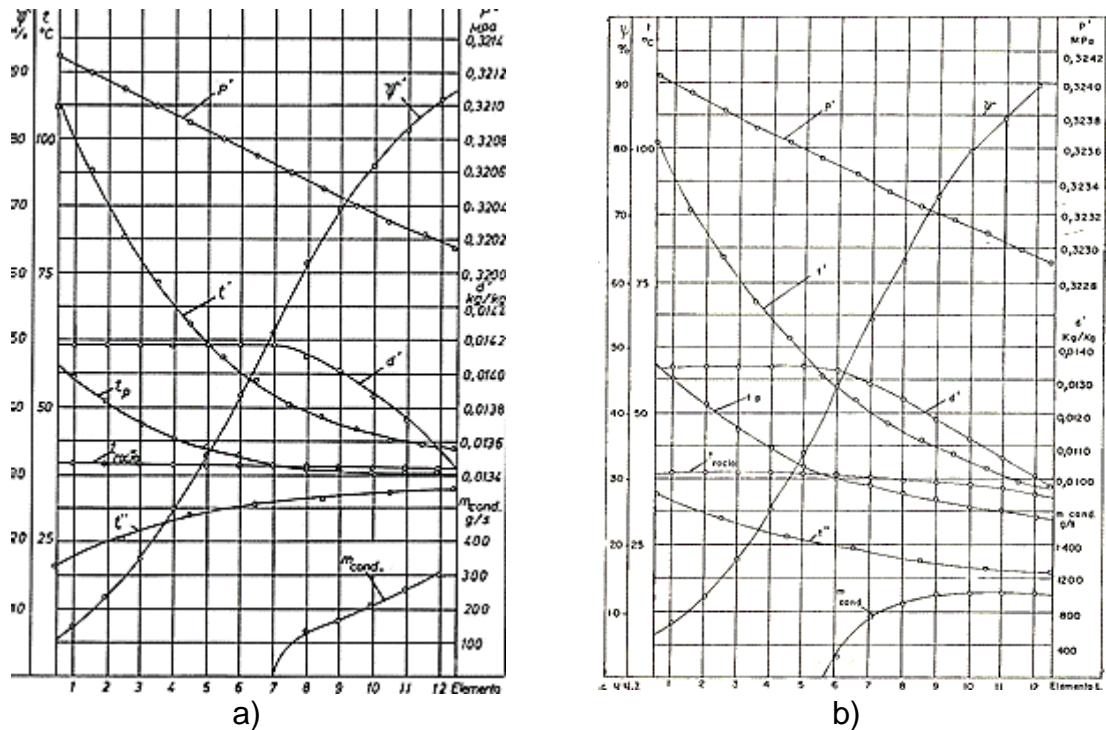


Figura 3.9 Cálculo de los parámetros de explotación del Enfriador de la Segunda Sección del Compresor 32 BQ - 100/9.

a) Esquema cruzado paralelo. b) Esquema cruzado contracorriente.

En la continuidad de la presente Investigación se aspira a elaborar un algoritmo y un software para disponer de una herramienta similar a esta para futuros trabajos prácticos, comenzando con los enfriadores de aire más simples que existen en la Industria Cienfueguera. En la Refinería "Camilo Cienfuegos" de la ciudad de Cienfuegos utilizan para aire de proceso Compresores de Tornillo Atlas Copco de flujo de aire $V' = 200$ l/s y presión de descarga $p' = 2$ MPa. El esquema que presenta el enfriador de aire del Compresor de Tornillo Atlas Copco GR 200, cuya foto se muestra en la Figura 3.10 es a contracorriente. En el presente trabajo se realizó la investigación experimental de los parámetros de trabajo de este enfriador para futuras investigaciones.

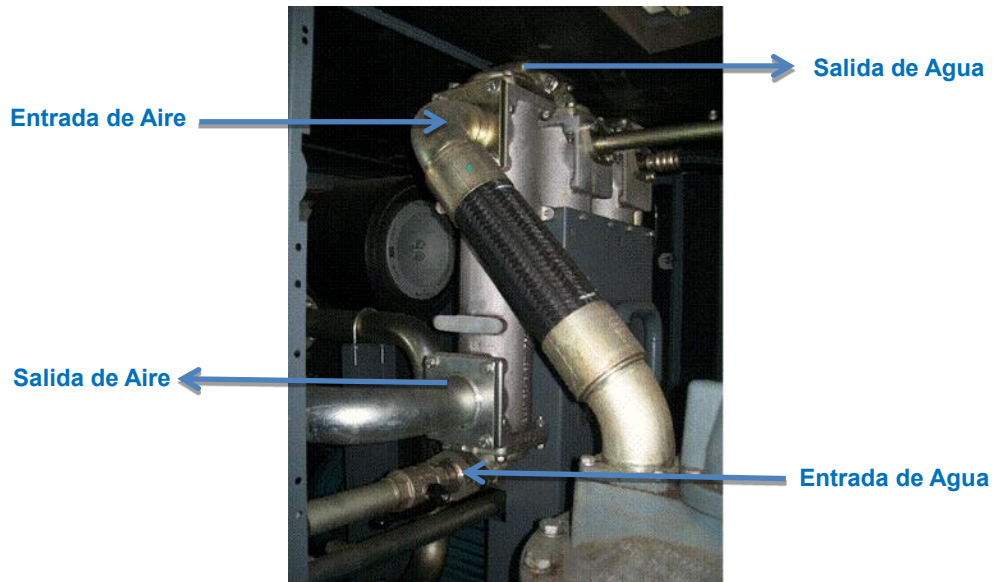


Figura 3.10 Vista del enfriador de aire del Compresor de Tornillo GR 200 de la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos".

3.4 Determinación experimental de los parámetros del aire y del agua del enfriador del Compresor de Tornillo Atlas Copco GR 200.

3.4.1 Vistas de la instalación Compresora y del Compresor.

En la Figura 3.11 se muestra una Vista general de la Instalación Compresora del Compresor Atlas Copco GR 200 completamente protegida del polvo ambiente y en la Figura 3.12 a) y b) se muestran vistas lateral y frontal del Compresor de Tornillo.



Figura 3.11 Vista General de la Instalación Compresora.

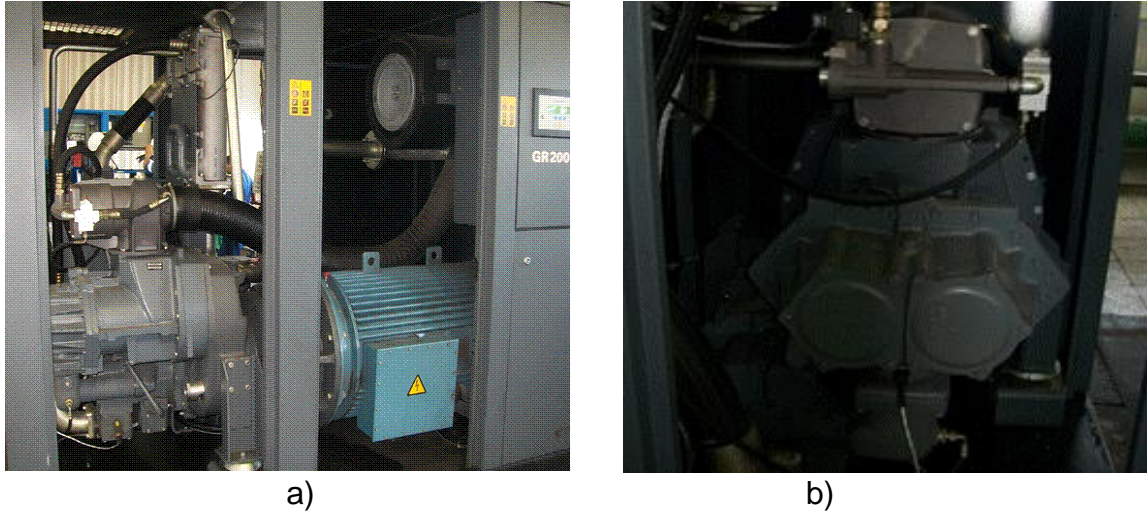


Figura 3.12 Vistas a) Lateral y b) Frontal del Compresor de Tornillo.

3.4.2 Características Generales de la Instalación y del Compresor.

Atlas Copco GR 200 son Compresores de Tornillo, rotatorios con inyección de aceite diseñados bajo el concepto de Ahorro Total de Energía. El camino más corto para maximizar su rentabilidad es minimizar los costos de explotación. Como el consumo de energía es el factor principal del coste del Ciclo de Vida de un Compresor, el diseño de los compresores GR de Atlas Copco se ha orientado al ahorro de energía en todas las formas imaginables. Este enfoque es la base del concepto de desarrollo global del producto, que abarca todas las fases de I+D, fabricación, instalación y servicio postventa. Los ahorros reales se basan en realidades. Los consultores de Atlas Copco evalúan el perfil de demanda de aire de su aplicación y sugieren la mejor selección de compresor para el trabajo. Atlas Copco domina todos los principios de compresión y ofrece la tecnología más eficiente en términos energéticos para la presión y el caudal requeridos. Las máquinas de velocidad constante son adecuadas cuando funcionan a plena carga la mayor parte del tiempo. Pero cuando la demanda de aire fluctúa, el Accionamiento de Velocidad Variable puede lograr considerables ahorros, de hasta un 35%. Atlas Copco es líder mundial en tecnología de aire comprimido, con más de 100 años de experiencia en sistemas de compresión de aire. Tuberías internas, secador de aire integral, Accionamiento de Velocidad Variable integrado, componentes conjuntados al 100 %, controles consolidado, la única forma de garantizar una fiabilidad total, compresor, secador, accionamiento, filtros, sistema de control, todos llevan la misma

marca de calidad: el logotipo Atlas Copco. Una máquina eficiente ahorra dinero sólo si funciona siempre de forma fiable. No sólo hoy, sino día tras día, año tras año; con unas intervenciones de servicio mínimas y unos prolongados intervalos de revisión. Atlas Copco lleva más de un siglo fabricando máquinas que desafían el paso del tiempo. Con los compresores GA/GR, la fiabilidad no ha sido nunca tan intemporal. Las gamas GA 200-500 y GR 110-200 comprende una serie de máquinas bien pensadas, con un diseño robusto y fiable, fáciles de mantener y respetuosas con el medioambiente. Son la culminación de décadas de mejoras continuas, innovación radical e interacción con el cliente. Dentro de esta gama, el concepto de Ahorro Total de Energía toma forma real. Integra un sistema completo de aire comprimido de calidad en un paquete compacto e incorpora el secador ID y el Accionamiento de Velocidad Variable de bajo consumo de energía.

La instalación incluye:

- ✓ Filtro de aspiración de aire.
- ✓ Válvula de aspiración de aire (excepto unidades VSD).
- ✓ Refrigerador posterior/refrigerador de aceite (enfriado por aire o agua).
- ✓ Ventilador para unidades refrigeradas por aire.
- ✓ Ventilador para unidades refrigeradas por agua.
- ✓ Separadores de agua.
- ✓ Filtros de aceite.
- ✓ Circuito completo de aire/aceite/agua.
- ✓ Motor de accionamiento IP 55, clase F.
- ✓ Arrancadores eléctricos integrados.
- ✓ Amortiguadores flexibles de vibraciones.
- ✓ Separador de aire/aceite.
- ✓ Sistema de control Electrónico.
- ✓ Sistema de regulación todo/nada (excepto unidades VSD).
- ✓ Carrocería insonorizada.
- ✓ Conexiones de entrada y salida en un único punto.
- ✓ Patín de acero estructural – sin necesidad de fundaciones.

En la Figura 3.13 se muestra los Esquema de Flujos de: Aire, aceite, agua y condensado.

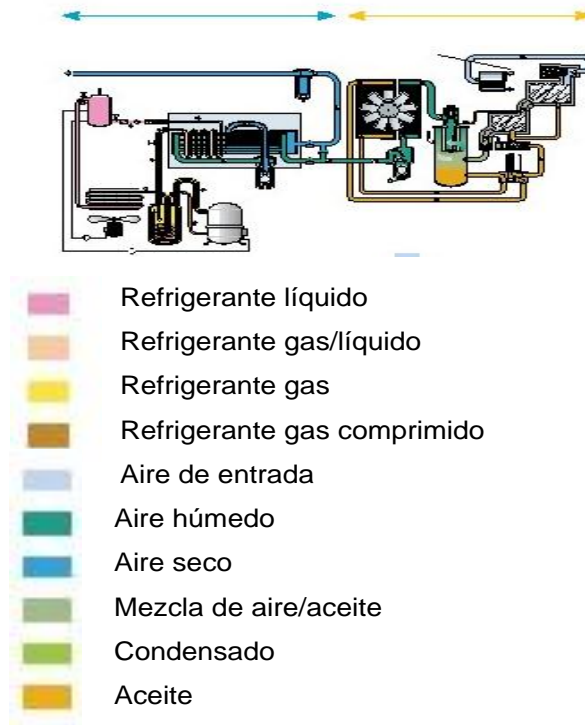


Figura 3.13 Esquemas de Flujos de la Instalación Compresora.

En las Figuras 3.14 a) y b) se muestran el separador de aceite del aire antes de entrar al enfriador y el separador de condensado cuya función fundamental es secar el aire antes de enviarlo al proceso.



a)



b)

Figuras 3.14 Separadores de aceite y de condensado.

3.5 Mediciones experimentales de los parámetros fundamentales del enfriador de aire.

El diámetro de la tubería de agua es de $d = 48,3 \text{ mm}$ y la presión de la línea de agua se midió en el manómetro existente en el compresor. La temperatura del agua se midió con un **Termómetro Infrarrojo** cuyas características son:

Fluke 62 max thermometer

Laser radiation: Do not stare into beam class 2 laser product

$\lambda = 650 \text{ nm}$.

Made in UK.

Y con una Cámara Termo gráfica

VISIR

Infrared Vision

Termoteknix Systems Ltd.

Waterbeach. Cambridge England.

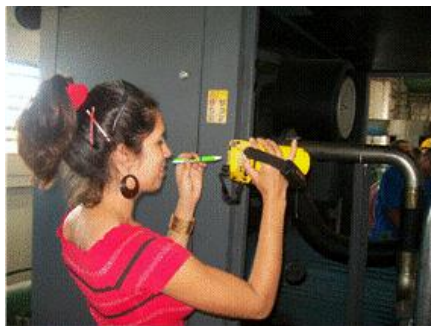
CB5 5.0 VDC. 2ª 9QR. U.K

Las mediciones de temperaturas del agua de enfriamiento arrojaron:

Temperatura del agua en la entrada del enfriador: $32 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de agua en la salida del enfriador: $37 \text{ }^\circ\text{C}$

En la Figura 3.15 a) se observa el proceso de medición de las temperaturas y en la 3.15 b) la medición de los flujos.



a)



b)

Figura 3.15 Medición de las temperaturas y los flujos.

En la Figura 3.16 a) se muestran los sensores para la medición del flujo y en la Figura 3.16 b) la lectura del flujómetro.

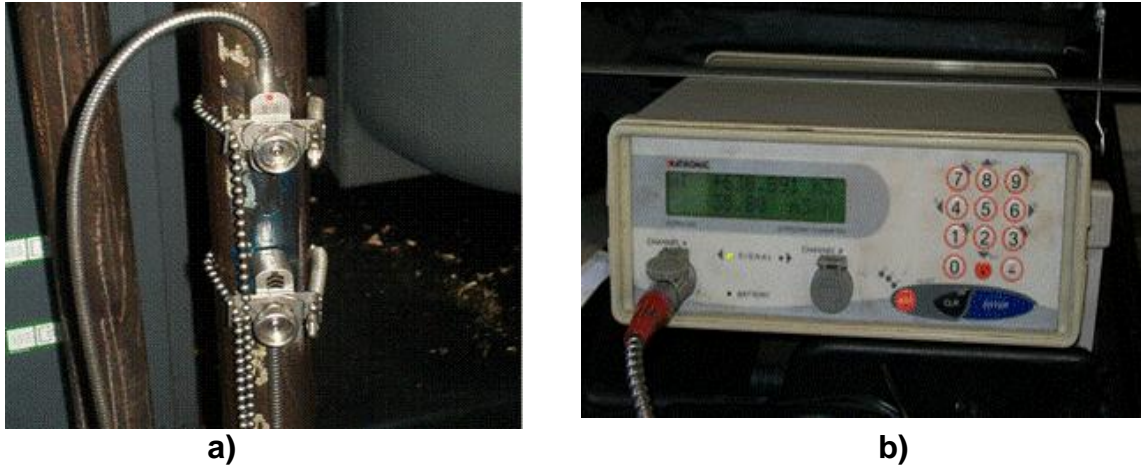


Figura 3.16 Medición del flujo de agua.

Los **Datos Técnicos del Flujómetro** son:

ULTRASONIC FLOWMETER

Katronic Technologies Ltd.

Leamingtog Spa, GREAT BRITAIN

Modell: KATELOW 220

Serie No 02503248

La medición del Flujo de agua arrojó una lectura de 35,83 m³/h.

Las mediciones para el aire arrojaron:

- Flujo de aire 200 l/s = 0.18 m³/h
- Temperatura del aire en la entrada del enfriador: 50 °C
- Temperatura del aire en la salida del enfriador: 33 °C
- Temperatura del aire después que pasa por el colector de condensado: 32 °C
- Presión del aire a la entrada del enfriador: 2 MPa

Todas estas mediciones se realizaron el lunes 14 de abril del 2014 entre las 11:00 - 12:00 am cuando a esa misma hora en la Estación Meteorológica de "Canta Rana, la más cercana de la Refinería "Camilo Cienfuegos" se registraban los siguientes datos:

- Humedad Relativa: 49 %
- Temperatura ambiente: 30⁰C
- Presión atmosférica a nivel del mar: 1013,4 hPa

Las mediciones del condensado se realizaron el viernes 6 de junio del 2014 entre las 11:00 - 01:00 pm cuando a esa misma hora en la Estación Meteorológica de "Canta Rana, la más cercana de la Refinería "Camilo Cienfuegos" se registraban los siguientes datos:

10:00 am

- Humedad Relativa: 83 %
- Temperatura ambiente: 25.9 °C
- Presión atmosférica a nivel del mar: 1015,1 hPa

01:00 pm

- Humedad Relativa: 63 %
- Temperatura ambiente: 29.5⁰C
- Presión atmosférica a nivel del mar: 1014,7 hPa

Promedio

- Humedad Relativa: 73 %
- Temperatura ambiente: 27.7⁰C
- Presión atmosférica a nivel del mar: 1014,9 hPa

Para la medición del condensado fue necesario modificar la purga automática del separador de condensado. La misma fue necesaria cerrarla con una válvula y acoplar una derivación con otra válvula que escapaba el condensado a la atmosfera. En estas condiciones se vació completamente el separador de condensado. Se cerró la válvula y se comenzó a medir el tiempo. Durante tres minutos se mantuvo la válvula cerrada y al concluir ese tiempo se abrió de nuevo la válvula y se vació el condensado recolectado en un frasco plástico de 5 litros como se muestra en la Figura 3.17.



Figura 3.17. Medición del condensado.

Este proceso se repitió en tres ocasiones, las diferencias obtenidas entre una y otra medición fueron extremadamente pequeñas y se obtuvo un flujo de condensado promedio de: 1,5 litros en 3 minutos, que corresponden a $Q_{\text{cond.}} = 30 \text{ l/h}$. hay que destacar que por la coloración del condensado el aire todavía tenía aceite que no había sido totalmente separado en el separador de aceite previo al del condensado. Se pudo comprobar además en otra purga existente en la línea que lleva el aire al proceso que todavía el aire arrastra condensado en la corriente, este fenómeno se explicó anteriormente, ya que parte del condensado se condensa sobre la superficie de los tubos y parte es arrastrado por la corriente formando una corriente de dos fases que incrementan las pérdidas de presión del aire en el enfriador.

3.6 Conclusiones Parciales del Capítulo III.

1. El estado físico-químico del agua de enfriamiento, caracterizado por su contenido de fango, contenido de sales y la presencia de microorganismos determina el grado de ensuciamiento (incrustaciones) que se produce en la superficie de transferencia de los compresores durante el proceso de explotación. El ensuciamiento de la superficie, por otro lado, influye en el proceso de transferencia de calor del gas comprimido al agua de enfriamiento, se eleva la temperatura del gas y el consumo de energía durante el proceso de compresión y se afecta sensiblemente la economía de la instalación.
2. 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, el primero de estos procesos está relacionado con la deposición de las incrustaciones, el segundo proceso está relacionado con el arrastre de las incrustaciones por parte del propio flujo de agua. Partiendo de esta consideración general se desarrolló un modelo matemático que contempla estos dos procesos en el cálculo del espesor de la capa de incrustaciones y en la resistencia térmica de la misma durante la transferencia de calor. Las constantes de dicho modelo fueron obtenidas procesando los datos existentes en la literatura para agua de retorno en el caso de los compresores.
3. La comparación de los valores obtenidos mediante el modelo propuesto con dichos resultados experimentales arroja errores aceptables desde el punto de vista ingenieril.
4. Se describen las ecuaciones necesarias para el cálculo analítico de los enfriadores de aire húmedo, las cuales permite apreciar las siguientes influencias que no pueden ser apreciadas por la metodología de cálculo clásica existente:

Influencia de la condensación de la humedad, sobre las paredes de los tubos o en la corriente de aire, en las características térmica e hidrodinámica de los enfriadores, en las sumarias del compresor y en el flujo másico de aire entregado por el mismo.

Influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia, tanto del lado del aire como del agua, y la dinámica de estos procesos en las características térmica e hidrodinámica de los enfriadores y en las características sumarias del compresor, en función del tiempo de explotación.

Influencia de las variaciones del flujo de agua de enfriamiento en la característica térmica de los enfriadores y en las sumarias del compresor.

Influencia de los esquemas de conexión de los enfriadores, sus cuerpos o del esquema de circulación de los flujos en el interior de éstos, en las características térmica e hidrodinámica de los enfriadores.

5. Se realizaron las mediciones experimentales del Enfriador de Aire del Compresor de tornillo Atlas Copco GR 200 existente en la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos", lo cual permitirá validar la Metodología creada en la continuación de la Investigación.

Conclusiones Generales

1. Se profundizó en la literatura en aquellos aspectos de la explotación de los enfriadores de aire húmedo en las condiciones del clima tropical tanto en los aspectos vinculados con la humedad, presión y temperatura del aire, la condensación de la humedad en el interior de los cuerpos de los enfriadores, la transferencia de calor y la hidrodinámica de los enfriadores en presencia de dos fases en el aire, 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.
2. Se mencionan los diferentes Métodos de Cálculo de los Intercambiadores de Calor en General que fueron consultados en los libros más empleados en el cálculo e incluso en la literatura más moderna, donde la atención se centra en la optimización de estos y se concluye que estos métodos en su totalidad han sido elaborados para el intercambio "seco" de simple fase, sin considerar los efectos de la condensación de la humedad del aire en la superficie de los tubos o en la corriente y sin considerar la influencia del tiempo de explotación en la capa de incrustaciones tanto del lado del agua como del lado del aire.
3. En la literatura se manifiesta claramente la preocupación de todos los investigadores por la presencia del ensuciamiento en las superficies de intercambio de los intercambiadores de calor en general, tanto del lado del aire como del agua, pero no se han encontrado en la literatura un gran desarrollo de Modelos Matemáticos cuando se trata de enfriamiento de aire comprimido enfriado con agua de retorno. Tampoco se han encontrado Modelos Matemáticos cuando se emplea agua de mar. El desarrollo se concentra fundamentalmente para todos los derivados del petróleo.

4. En el presente trabajo se desarrolló un Modelo Matemático para determinar la influencia del tiempo de explotación en la capa de incrustaciones cuando se emplea en el enfriador agua de retorno. El modelo creado fue validado con datos experimentales disponibles en la literatura consultada y permitirá continuar las investigaciones en la dirección de determinar los períodos óptimos de limpieza de los enfriadores de aire o de otro gas con agua de retorno utilizando el Criterio Económico del Costo Mínimo.

5. Se elaboró una Metodología de Cálculo para el intercambio térmico y la hidrodinámica en el caso de enfriadores con aire húmedo que permite tomar en cuenta los siguientes aspectos:
 - Influencia de la mezcla aire seco – vapor de agua, presente en el aire húmedo en las propiedades físicas y termodinámicas del aire.
 - Influencia de la condensación de la humedad, sobre las paredes de los tubos o en la corriente de aire, en las características térmica e hidrodinámica de los enfriadores.
 - Influencia del ensuciamiento de las superficies de transferencia, del lado del agua y la dinámica de este proceso en las características térmica e hidrodinámica de los enfriadores.
 - Influencia de las variaciones del flujo de agua de enfriamiento en la característica térmica de los enfriadores.
 - Influencia de los cambios en la geometría y extensión de los haces de tubos en las características térmica e hidrodinámica de los enfriadores.
 - Influencia de las modificaciones en los esquemas de conexión de los enfriadores, sus cuerpos o del esquema de circulación de los flujos en el interior de éstos, en las características térmica e hidrodinámica de los enfriadores.

6. Con vistas a en la continuación de la investigación elaborar un algoritmo de cálculo y un software para validar los resultados obtenidos con la metodología de intercambio húmedo desarrollada se seleccionó un compresor de aire Atlas Copco de la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos" enfriado con agua de retorno y se realizaron las mediciones experimentales necesarias para realizar la validación.
7. Una de las mediciones más importantes realizadas para el caso de aire húmedo es el flujo de condensado separado en el separador de condensado del enfriador que permitirá validar los planteamientos realizados en el presente trabajo acerca del intercambio húmedo.
8. De todo lo expuesto se concluye finalmente que: para las condiciones de nuestro país con clima tropical, donde la influencia de la humedad y 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 de recursos materiales nos imponen dar soluciones rápidas que no siempre resultan idóneas, se hace necesario desarrollar y validar esta Metodología de Cálculo de las características de los enfriadores, que permita poder apreciar la influencia de la variación de las condiciones de explotación en el trabajo de los enfriadores de aire y de todo el sistema en su conjunto, con vistas a poder dar dentro de nuestras posibilidades, las soluciones más adecuadas.

Recomendaciones

Continuar de inmediato la investigación en dos direcciones:

1. Elaborar un algoritmo de cálculo y un software en MatLab para implementar la Metodología creada para su empleo en la práctica.
2. Emplear el modelo Matemático de ensuciamiento creado en la determinación de los períodos óptimos de limpieza en intercambiadores de calor en general que empleen como agente enfriante agua de retorno, utilizando el Criterio Económico del Costo Mínimo.

Bibliografía

- Agra, Ozden (2011). Sizing and selection of heat exchanger at defined saving–investment ratio. Applied Thermal Engineering.
- Ali Kara, Yusuf et.al. (2004). A computer program for designing of shell-and-tube heat exchangers with simple fase fluids. Applied Thermal Engineering, 24.
- Aleksandrov, M.B. (1973). Investigación del ensuciamiento de los aparatos intercambiadores de calor. Memorias de los Eventos Científicos del Instituto de Investigación "Khimasha". Rusia, No.7, p.97-102.
- Arefiev, K.M. (1969). Condensación del vapor de agua de la corriente de aire. Revista: Ehnergetika. Rusia, No.1, p.66-71.
- 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, 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.
- Bell, K.J. (1988). Delaware method for shell-side design, in: R.K. Shah, E.C. Subbarao, R.A. Mashelke (Eds.), Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere Publishing, New York.
- Benoit, Allen and Gosseliny, Louis (2008). Optimal geometry and flow arrangement for minimizing the cost of shell and tube condensers. International Journal of Energy Research.
- Berman, Ya. A. (1974). Método de cálculo del enfriamiento del aire húmedo en haces de tubos aleteados. Memorias de Investigaciones en el Campo de los Compresores Centrífugos. Rusia.
- Berman, Ya. A. (1981). Análisis de los sistemas óptimos de enfriamiento del compresor centrífugo. Memorias de la VI Conferencia sobre Construcción de Compresores. Rusia.
- Berman, Ya. A. (1981). Análisis de las tendencias en la proyección de los sistemas de enfriamiento de los compresores. Memorias de la Conferencia sobre

- elevación de la efectividad de los Procesos y Equipos de la Técnica Criogénica.
- Berman et. Al (1984). Sistemas de enfriamiento de las instalaciones compresoras. Leningrado: 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.
- Bott, T.R. (1979). Ensuciamiento en equipos intercambiadores de calor. Revista: Chemical Engineering. USA, vol.78, No.11.
- Bukowitz. D.O. (1996). Diseño de un programa aerotérmico para el cálculo de los parámetros de funcionamiento de los equipos de una planta de compresión de gas. Revista: Técnica de la Universidad de Zulia. Venezuela, vol.19, No1.
- Caputo, Antonio; Pelagagge, Pacifico M; Salini, Paolo (2008). Heat exchanger design based on economic optimization. Applied Thermal Engineering.
- Carrasco, F. (1989). Cálculo de las características térmicas de intercambiadores de calor de tubos concéntricos. Revista: Ingeniería Química, España, vol.21, No.239.
- Chapman, A.J. (1984). Transferencia de calor. New York: Editorial McMillan.
- Chen John J.J. (1985). Predicción de la caída de presión en un flujo gas/líquido. Revista: Chemical Engineering, USA, vol.92, No.15.
- Cheng, Xuetao; Zhang, Qinzhaoy, Liang, Xingang (2012). Analyses of entransy dissipation, entropy generation and entransy–dissipation-based thermal resistance on heat exchanger optimization. Applied Thermal Engineering.
- Cherkasski, V.M. (1986). Bombas, ventiladores y compresores. Moscú: Editorial MIR.
- Collier, J.G. (1986). Ensuciamiento y corrosión en los intercambiadores de calor. / J.G.Collier En: Heat Exchanger Sources.-- Washington: Hemisphere Publ. Corp.
- Costa, Andre L.H y Queiroz, Eduardo M (2008). Design optimization of shell and tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering.

- Crittenden, D.B. et. al. (1987). Modelación del ensuciamiento con hidrocarburos. Revista: Chemical Engineering Research and Design. Inglaterra, vol.65, No.2.
- Cruz, Z, et. al. (2013) 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.
- C.N.E. Cuba. (1993). Comisión Nacional de Energía. Programa de Desarrollo de las Fuentes Nacionales de Energía. La Habana: Editado por C.N.E., Junio.
- Dungi, Xu. (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.
- Dykhno, A. Yu. (1994). Utilización del agua de mar en las estaciones termoeléctricas. Moscú: Editorial Ehnergia.
- El aire húmedo perjudica su industria. Revista: Bombas y compresores. España, No.105.
- 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.
- Galjorkin, Yu.B. (1969) Métodos de investigación de las máquinas compresoras centrífugas: Editorial Mashinostroenie.
- Gavaliere, G.F. (1982). Evaluación de los costos de los sistemas de enfriamiento para los compresores de aire. Revista: Hydrocarbon Processing, USA, vol.52, No.10.
- Gavra, G.G. et. al. (1982). Cálculo térmico e hidráulico de los aparatos intercambiadores de calor en las instalaciones de compresión. Leningrado: Publicaciones L.P.I.
- Geller, Z.T. (1961). Influencia del ensuciamiento de las superficies de condensadores de refrigeración. Revista: Neftepererabotka i neftekhimiya, Rusia, No.10.

- Gil Fundora S. (1980). Problemas de las incrustaciones de carbonato de calcio en los enfriadores de la Empresa de Fertilizantes Nitrogenados de Cienfuegos. /S Gil Fundora. Informe Técnico, E.F.N.C.
- Gogolin, A.A. (1963). Secado del aire en las máquinas de refrigeración. Resumen de la Tesis para la obtención del grado científico de Doctor en Ciencias Técnicas. Instituto Politécnico de Leningrado.
- Goytisol Espinosa, Rafael. (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.
- Hamidreza, Najafi; Behzad, Najafi; Pooya, Hoseinpoori. (2011). Energy and cost optimization of a plate and fin heat exchanger using genetic algorithm. Applied Thermal Engineering.
- Hernández Ferrada, Jorge Félix. (1988). Recálculo de las características de los compresores centrífugos en condiciones tropicales. Trabajo de Diploma: I.S.T.C. Fac. Ingeniería, Rafael Goytisol Espinosa, tutor, 89 h.
- Incropera, F.P. (1993). Fundamentos de la transferencia de calor y masa. New York: Editorial John Willei and Sons.
- Isachenko, V.P. et. al. (1981). Termotransferencia. Moscú: Editorial Ehnergoizdat.
- Kanabo, V.A. (1980). Cálculo de los enfriadores congeladores. Memorias de la Conferencia sobre elevación de la efectividad de los Procesos y Equipos de la Técnica Criogénica, 1980.
- Kanebets, G.E. (1982). Intercambiadores de calor y sistemas de intercambiadores de calor. Moscú: Editorial Naukova Dunka.
- Kern, D. Q, (1950). Process Heat Transfer, McGraw Hill.
- Kern, D.Q. (1959). Ensuciamiento superficial. ¿Cómo calcular los límites? Revista. Chem. Eng. Progr. USA, vol.55, No.6.
- Kim, J.H.; Nelson, R.A.; Hashemi, A. (1992). Flujo de dos fases y transferencia de calor. Presented at the 28 National Heat Transfer Conference and Exhibition. San Diego, CA, USA, August 9-12. Publicado por: ASME Heat Transfer Div., NY.

- Knudsen, J.G. (1984). Ensuciamiento de intercambiadores de calor: Estamos resolviendo el problema? Revista: Chem. Eng. Progr. USA vol.80, No.2.
- Krasnoschiokov, E.A. et. al. (1986). Problemas de Termotransferencia. Moscú: Editorial MIR.
- Kuppan, T. (2000). Heat Exchanger Design Handbook, Marcel Dekker Inc., New York.
- Kyoungwoo Park, Seungjae Moon (2005). Optimal design of heat exchangers using the progressive quadratic response surface model. International Journal of Heat and Mass Transfer.
- Lahm, L. and Knudsen J.G. (1986). Ensuciamiento por precipitación del agua de enfriamiento. En: Heat Exchanger Sources.--Washington: Hemisphere Publ.Corp.
- Mankovskii, ON. et. al. (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.
- Martins, L.S.; Ordonez, J.C.; Vargas, J.; Parise, A.R. (2010). Thermodynamic optimization of a regenerator heat exchanger. Applied Thermal Engineering.
- Mikheev, M.L. y I.M. Mikheeva. (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. Proceedings Electromecánica y Automática de las Minas. Rusia. No.36.
- Nikitina, K.T. (1980) Selección del esquema racional y del flujo de agua de enfriamiento en los enfriadores de gas de los compresores. Memorias del Evento Científico del Instituto: Kholg mash "Investigaciones sobre el cálculo de los Enfriadores de los Compresores" Rusia.
- Patel, V.K.; Rao, R.V. (2010). Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique. Applied Thermal Engineering.

- Pavlov, K.F. et. al. (1981). Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química. Moscú: Editorial MIR.
- Peña Acción, René Pablo. (1987). Modelación matemática de los enfriadores intermedios de los compresores centrífugos. Trabajo de Diploma: I.S.T.C. Fac. Ingeniería, 156 h. Rafael Goytisoló Espinosa, tutor.
- Pérez Águila, Silvio. (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 Goytisoló Espinosa, tutor.
- Philippe Wildi-Tremblay and Louis Gosselin (2007). Minimizing shell and tube heat exchanger cost with genetic algorithms and considering maintenance. International Journal of Energy Research.
- Portuondo, F.M. (2006). Economía de las Empresas Industriales. Primera y Segunda Partes. La Habana: Editorial Félix Varela.
- Qiuwang Wang, Qiuyang Chen, Guidong Chen, Min Zeng (2009). Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles. International Journal of Heat and Mass Transfer.
- Rafalovich, A.P. (1973). Investigación de la influencia de la condensación del vapor de agua en el intercambio térmico y en la hidrodinámica de los enfriadores de los compresores centrífugos. Resumen de la Tesis para la obtención del grado científico de Candidato en Ciencias Técnicas.-- Leningrado: L.P.I.
- Ratts, Eric (2002). Heat Exchanger Design by Entropy Generation & Present Cost Minimization. International Journal of Heat Exchangers.
- Reitzer, B.J. (1964). Razón de formación de incrustaciones en intercambiadores de calor tubulares. Revista. Ind. and. Eng. Chem. USA, vol.3, No.4.
- Resumen climático por estaciones. (1976). La Habana: Academia de Ciencias. Instituto de Meteorología. Dpto. de Climatología.

- 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.
- Ris, V.F. (1981). Máquinas compresoras centrífugas. Moscú: Editorial Mashinostroenie.
- Rivkin, S.L. (1984) Propiedades termodinámicas del aire y de los productos de la combustión de los combustibles. Moscú: Editorial Ehnergoatomizdat.
- Rozenberg, M.A. (1971). Perfeccionamiento de los sistemas de enfriamiento de los compresores.V.P.-20/8 y V.P.-50/8 M. Revista: Promishlennaya Ehnergetica, Rusia, No.5.
- Sahin, Bahri; Ust, Yasin; Teke, Hasan; Erdem, Ismail Huseyin (2010). Performance analysis and optimization of heat exchangers: a new thermoeconomic approach. Applied Thermal Engineering.
- Sanaye, Sepehr; Hajabdollahi. Hassan (2010). Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering.
- Semioni V.M. (1956). Transmisión de calor del aire húmedo durante la condensación del vapor. Revista: Tjeploehnergetika, URSS, No.14.
- Shah, R. k. and P. Sekulic. (2003). Fundamental of Heat Exchanger Design. John Wiley & Sons Inc. 2003.
- Shipes, K.V. (1974). Los enfriadores de aire en el clima frío. Cuáles son los problemas de diseño? Revista: Hydrocarbon Processing (USA), vol.53, No.5.
- Sokolov, S.G. (1981). Modernización de los sistemas de enfriamiento de las instalaciones compresoras. Revista: Neftyanoye Mashinostroenie, Rusia, No.9.
- 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. Proceedings Electromecánica y Automática de las Minas. Rusia. No.29.
- 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.

- Stehlík, Petr (2011). Conventional versus specific types of heat exchangers in the case of polluted flue gas as the process fluid – A review. Applied Thermal Engineering.
- Stepanov, A.I. (1960). Compresores centrífugos y axiales, sopladores y ventiladores. Moscú: Editorial Mashgiz.
- Taborek, J. (1972). El ensuciamiento: el mayor problema no resuelto en el intercambio térmico. Revista: Chem. Eng. Progr. USA, vol.68, No.2.
- Taborek, Aoki y Ritter. (1972). Método para predecir el comportamiento del ensuciamiento. Revista: Chem. Eng. Progr. USA), vol.68, No.7.
- Taborek, J., (1983), Shell-and-tube exchangers: single-phase flow, in Schlunder, E.U. (ed). 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., New York.
- Taborek, J (2002). Shell-and-tube heat exchangers design. Recommended method: principles and limitations, in: G.F. Hewitt (Ed.), HEDH, Begell House, New York.
- Teke, İsmail; Ağra, Özden; Atayılmaz, Özgür; Demir, Hakan (2010). Determining the best type of heat exchangers for heat recovery. Applied Thermal Engineering.
- TEMA Ninth Edition. (2007) Tubular Exchanger Manufacturers Association Inc.25 North Broadway Tarrytown, New York 10591 Richard C. Byrne, Secretary www.tema.org.
- Uday C. Kapale, Satish Chand (2006). Modeling for shell-side pressure drop for liquid flow in shell-and-tube heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer.
- Vera García F. et. al. (2010). A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application. Applied Thermal Engineering. No. 30.
- Vukalovich, M.P. (1965). Tablas de propiedades termodinámicas del agua y del vapor. Moscú: Editorial Ehnergia.

- Vukalovich, M.P. (1968). Termodinámica Técnica. Moscú: Editorial Ehnergia.
- Waltkinson, A. P. (1969). Ensuciamiento de gasoil en un intercambiador de calor sensible. Revista: Chem. Eng. Progr. USA, vol.65, No.92.
- Wills, M.J.N. and Johnston, D. (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.
- Yurieneva V.N. (1976). Manual de Termotecnia. Tomo 2. /V.N. Moscú: Editorial Ehnergia.