



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
“Dr. Antonio Núñez Jiménez”
FACULTAD DE METALURGIA ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA

En opción al título de

INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO: Evaluación del sistema de calentamiento de agua de alimentación a las calderas con el uso de agua residual en la empresa “Ernesto Che Guevara”

AUTORA: Lidicis Charchaval Sablón

TUTORES: Dr.C. Enrique Torres Tamayo
Profesor Titular del C.E.E.T.A.M.

Ing. Orlando Vega Arias
Profesor Asistente, Empresa Ernesto Che Guevara

“Año 52 de la Revolución”
Moa, 2010



DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Lidicis Charchaval Sablón, autora de este trabajo y los tutores Dr.C. Enrique Torres Tamayo e Ing. Orlando Vega Árias, declaramos la propiedad intelectual del mismo al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico y la empresa Ernesto Che Guevara, para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

Lidicis Charchaval Sablón

Dr.C. Enrique Torres Tamayo

Ing. Orlando Vega Árias



PENSAMIENTO

“... La vida debe ser diaria, móvil, útil y el primer deber de un hombre de estos días, es ser un hombre de su tiempo. No aplicar teorías ajenas, sino descubrir las propias. No estorbar a su país con abstracciones, sino inquirir la manera de hacer prácticas las útiles. Si de algo serví antes de ahora, ya no me acuerdo: lo que quiero es servir más...”

*José Martí Pérez.
Apóstol Nacional de Cuba*



AGRADECIMIENTOS

La posibilidad de concluir este trabajo de diploma estuvo sustentada en la ayuda y colaboración de varias personas, el trabajo fue arduo y largo el camino transitado. Es por ello que dejo constancia de mi especial agradecimiento:

A mis tutores: el Dr.C. Enrique Torres Tamayo, por su apoyo y cooperación para la realización de este trabajo, porque en el momento preciso dio lo mejor de sí para que este día fuera posible, por su voluntad, orientación y dedicación absoluta durante el desarrollo de la investigación; al Ing. Orlando Vega Árias, por sus incontables ayudas en la realización de este trabajo.

A los profesores del departamento de mecánica por contribuir de forma desinteresada a mi formación como ingeniera mecánica. Al profesor yayo, que sin su ayuda y entrega hubiese sido imposible mi ingreso a la universidad.

A los trabajadores de las Plantas termoeléctrica y Calcinación, por sus aportes en las mediciones. A mis padres, Martha y Jorge, por sus esfuerzos realizados en todas las esferas de mi vida para que pudiera alcanzar esta meta, por su cariño y comprensión que nunca me han faltado, a ellos que han sido y serán por siempre motivos de inspiración para lograr mis aspiraciones futuras.

A los nombrados y demás personas que verdaderamente consideran merecer este sincero agradecimiento, y no he nombrado.

*A Todos Muchas Gracias
La autora.*



DEDICATORIA

Cuando el culminar una meta deseada impone momentos de especial alegría, cuando se quiere resumir, los momentos de duda, dolor, nostalgia, se deben tener presente aquellas personas que por su dedicación y amor contribuyeron a la realidad que representa llegar hasta el final, en especial dedico este logro personal:

A mis padres (Jorge y Martha), que están y estarán muy orgullosos de mi, por todo el amor que supieron transmitirme y porque así es de grande el amor que les profeso. A ellos que además de mi existencia le debo todo lo que soy y lo que pueda ser mientras viva.

A mis queridísimos hermanos (Jorge y Yunelkis) por lo que representan en mi vida, por ser fuentes de inspiración en mi quehacer personal, porque sé que su mayor sueño es verme superar nuevas metas.

A mis queridas sobrinas (Claudia y Beatriz) con todo el amor del mundo, para que en el futuro les sirva de ejemplo.

A mi querido esposo Enrique, por quererme y confiar siempre en mí, por siempre estar ahí y demostrarme que en él puedo confiar, por constituir una fuente de constante inspiración en todo lo que hago.

A mis tíos, por su constante preocupación por mis estudios y su consideración.

A todos les dedico este éxito.

La autora



RESUMEN

En la empresa “Ernesto Che Guevara” se desarrolla un proceso de ahorro de portadores energéticos. La reutilización de las aguas residuales en el proceso productivo, el incremento sostenido del precio del fuel oil y por tanto el costo de operación de la producción de níquel + cobalto obliga a tomar acciones para la disminución de los costos de producción de vapor y generación de electricidad.

En el presente trabajo se realizó la evaluación del sistema de calentamiento del agua de alimentación a las calderas con el uso del agua residual proveniente de la planta de Calcinación y Sinter de la empresa “Ernesto Che Guevara”. Se efectuó el cálculo de las pérdidas de temperatura en el traslado del agua residual hasta la planta Termoeléctrica y la verificación del sistema de bombeo tomando en consideración las pérdidas que se producen en el intercambiador de calor y el incremento de pérdidas en accesorios y longitudes de los tramos rectos necesarios en el aprovechamiento del calor del agua residual.

Para la selección del intercambiador de calor se usó un algoritmo iterativo, con ello se determinó el área de transferencia de calor. Mediante la evaluación de ofertas provenientes de varias firmas productoras, el intercambiador de calor adecuado tiene un área de 550 m². El costo total del equipo es de 119824,84 EUROS. En el trabajo se realiza, además, un análisis del estado ambiental de la planta termoeléctrica referente a la generación de vapor y producción de electricidad.

SUMMARY

In the company "Ernesto Che Guevara" a process of energy payees saving is developed. The reutilization of the residual waters in the productive process, the sustained increment of the fuel oils price and therefore the cost of operation of the nickel + cobalt production forces us to take actions for the decrease of the production costs of vapor and electricity generation.

Presently work was carried out the evaluation of the heating system from the feeding water to the boilers with the use of the residual water coming from the Calcination and Sinter plant of the "Ernesto Che Guevara" company. It was carried out the calculation of the temperature losses in the transfer of the residual water until the Thermoelectric plant and the verification of the pumping system taking in consideration the losses that take place in the heat exchanger and the increment of losses in accessories and longitudes of the necessary right tracts in the use of the heat of the residual water.

For the selection of the heat exchanger an iterative algorithm was used, was determined the area of heat transfer. By means of the offers evaluation, coming from several signatures producer, the appropriate heat exchanger has an area of 550 m². The total cost of the equipment is 119824,84 EUR. In the work is carried out, also, an analysis of the environmental state of the thermoelectric plant with respect to the generation of vapor and electricity production.

ÍNDICE

	Pág.
RESUMEN	
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO - METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN	
1.1. Introducción	4
1.2. Trabajos precedentes	4
1.3. Descripción del flujo tecnológico de la Central Termoeléctrica	6
1.4. Intercambiadores de calor de placas	9
1.4.1. Componentes de los intercambiadores de placa	9
1.4.2. Funcionamiento de los intercambiadores de placas	11
1.4.3. Tipos de intercambiadores de calor de placas.	12
1.4.4. Ventajas de los intercambiadores de placa	14
1.4.5. Inconvenientes y limitaciones de los intercambiadores de placas	15
1.5. Caracterización del agua residual proveniente de la planta de Calcinación y Sinter.	16
1.6. Conclusiones del capítulo I	17
CAPÍTULO II. MÉTODO PARA EL CÁLCULO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL AGUA DESMINERALIZADA CON EL USO DE AGUA RESIDUAL	
2.1. Introducción	18
2.2. Método para el cálculo de las pérdidas de temperatura en el transporte del agua residual	18
2.3. Método para el cálculo del área de transferencia de calor	21
2.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor	23
2.3.2. Cálculo hidráulico del intercambiador de calor	24
2.3.3. Pérdida de carga en el intercambiador de calor	25
2.4. Método para el cálculo verificativo del sistema de bombeo de agua residual desde la planta de Calcinación y Sinter hasta la presa de Cola	26
2.5. Conclusiones del capítulo II	29

CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS, VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL

3.1.	Introducción	30
3.2.	Análisis de los resultados en el cálculo de las pérdidas de temperatura durante el transporte del agua residual	30
3.3.	Análisis de los resultados en la selección del intercambiador de calor.	32
3.3.1.	Principales resultados del cálculo hidráulico del intercambiador de calor	34
3.4.	Análisis de los resultados del cálculo verificativo del sistema de bombeo de agua residual desde la planta de Calcinación y Sinter hasta la presa de Cola.	35
3.5.	Valoración económica	36
3.5.1.	Costo total del intercambiador de calor	36
3.5.2.	Factibilidad de la inversión	37
3.6.	Impacto ambiental	38
3.6.1.	Situación actual de la CTE con referencia a los gases producto de la combustión	41
3.6.2.	Situación actual de la CTE referente a los vertimientos líquidos debido al tratamiento químico del agua y lavado de las calderas	43
3.6.3.	Perspectivas futuras de la planta respecto a los gases de la combustión y su evacuación por la chimenea	43
3.7.	Conclusiones del capítulo III	44
	CONCLUSIONES	45
	RECOMENDACIONES	46
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47
	ANEXOS	49

INTRODUCCIÓN

Es política del país y del desarrollo sostenible la optimización del consumo de portadores energéticos y la reutilización de las aguas residuales en el proceso productivo, el incremento sostenido del precio del fuel oil y por tanto el costo de operación de la producción de Ni + Co obliga a tomar acciones para la disminución de este portador.

La empresa Ernesto Che Guevara juega un papel fundamental dentro de la economía nacional, es por ello que el incremento de la eficiencia de los diferentes equipos e instalaciones que la componen incide considerablemente en la reducción del consumo de portadores energéticos.

La Central Termoeléctrica de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” fue diseñada para garantizar la energía calorífica, agua suavizada, CO₂ y parte de la energía eléctrica que necesita el proceso para la obtención del producto final.

El vapor de agua desde la revolución industrial hasta la actualidad ha jugado un papel esencial en el transporte de energía para diferentes aplicaciones industriales y de servicio. Debido al impetuoso desarrollo tecnológico e industrial que ha alcanzado la sociedad moderna, se hace difícil predecir la importancia futura del vapor de agua, pero se vislumbra un futuro que inevitablemente estará estrechamente ligado a este agente de transporte de energía, de ahí que se haga necesario obtenerlo con la mayor eficiencia posible, fundamentalmente si se trata de Cuba, que es un país bloqueado económicamente donde los recursos energéticos son limitados.

Incrementar la eficiencia de los equipos e instalaciones que componen las fábricas productoras de níquel es una prioridad de los dirigentes de dichas entidades y del estado cubano, debido, entre otros factores, a que en los últimos años la industria del níquel ha tenido un rol importante en la economía del país constituyendo uno de los renglones que más divisas aporta a la economía cubana.

La planta de Calcinación y Sínter se compone de tres áreas fundamentales, filtración, calcinación y sinterización.

El proceso en el área de filtración comienza una vez que los alambiques descargan el carbonato básico de níquel a los sedimentadores (SD-101 o SD-102) a una temperatura de 90 a 102°C aproximadamente, con una concentración de amoníaco menor a 2 g/l.

El carbonato básico de níquel es descargado a los sedimentadores de 25 m de diámetro y con una profundidad nominal en el centro de $h = 3,6$ metros; donde ocurre la separación de dos fases, la líquida y la sólida.

El licor de reboso producto a la separación de dos fases, cuya concentración de níquel disuelto es menor o igual a 0.20 g/l, sale por la canal de reboso del sedimentador hacia el tanque de reboso (TK-103 o TK-104), cuya capacidad es de 75 metros cúbicos.

Este licor es bombeado hacia el sedimentador clarificador, donde se recupera el níquel disuelto y en suspensión mediante la adición de hidrosulfuro de Amonio o hidrogenosulfuro de sodio y floculante respectivamente. El agua residual (licor de reboso limpio), del sedimentador clarificador, es enviada al dique de cola y la pulpa sedimentada con una densidad por encima de 1040 g/l es bombeada para la planta de cobalto para ser filtrada como sulfuro de níquel, este sulfuro es secado y almacenado como producto final.

El agua residual de los sedimentadores de carbonato tiene una temperatura aproximada de 72°C y es vertida a la presa de Cola con una temperatura promedio de 65°C . El agua desmineralizada suministrada a la Termoeléctrica para generación de vapor tiene una temperatura promedio de 27°C , por lo que con este trabajo se pretende evaluar la posibilidad de aprovechamiento de la energía calorífica de esta agua residual, que actualmente se vierte en la presa de Cola, en el incremento de la temperatura del agua desmineralizada suministrada a la planta Termoeléctrica para la generación de vapor.

Por proyecto, la planta termoeléctrica en su esquema tecnológico tenía un intercambiador de calor agua-agua que recuperaba el calor del agua de enfriamiento de los enfriadores de mineral de Hornos de Reducción, este intercambiador actualmente no se está explotando y su estado técnico es malo, no se tiene registrado el tiempo que trabajó, todo parece indicar que funcionó en el momento de la arrancada y desde ahí se ha mantenido fuera de servicio.

A partir de los aspectos antes mencionados se declara como **problema ingenieril:**

La necesidad de aprovechar la energía calorífica del agua residual, que actualmente se vierte en la presa de Cola, en el incremento de la temperatura del agua desmineralizada suministrada a la planta Termoeléctrica para la generación de vapor.

Como objeto de estudio de la investigación se plantea:

El sistema de calentamiento del agua desmineralizada suministrada a la planta Termoeléctrica para la generación de vapor.

Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente hipótesis:

El aprovechamiento, en un intercambiador de calor, de la energía calorífica del agua residual proveniente de la planta de Calcinación y Sinter de la empresa Ernesto Che Guevara, incrementará la temperatura del agua desmineralizada suministrada a la planta Termoeléctrica para la generación de vapor.

En correspondencia con la hipótesis, se define como objetivo del trabajo:

Evaluar el sistema de calentamiento del agua desmineralizada suministrada a la planta Termoeléctrica, para el aprovechamiento de la energía calorífica del agua residual proveniente de la planta de Calcinación y Sinter de la empresa Ernesto Che Guevara.

Para lograr el cumplimiento del objetivo, se plantean las siguientes tareas del trabajo:

- 1- Establecer el marco teórico que sustenta la investigación a través del análisis de los trabajos precedentes y los principales fundamentos teóricos asociados al objeto de estudio.***
- 2- Caracterizar el agua residual, proveniente de la planta de Calcinación y Sinter, atendiendo a su composición química y porcentaje de sólidos presente en la misma.***
- 3- Determinar las pérdidas de temperatura en el traslado del agua residual desde la planta de Calcinación y Sinter hasta la planta Termoeléctrica.***
- 4- Seleccionar el intercambiador de calor para el aprovechamiento de la energía calorífica del agua residual.***
- 5- Evaluar el sistema de bombeo del agua residual desde la planta de Calcinación y Sinter hasta la planta Termoeléctrica y su retorno hasta el dique de Cola.***
- 6- Valorar los impactos económicos y ambientales de la propuesta efectuada.***

CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO- METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1- Introducción

Para la selección y cálculo de los intercambiadores adecuados en el aprovechamiento del calor del agua residual proveniente de la planta de Calcinación y Sinter es necesario conocer las principales características de estos equipos y las particularidades del proceso productivo y la planta donde están instalados, además se debe estudiar los trabajos precedentes realizados y otros fundamentos que permiten el estudio integral de los referidos equipos, todo esto es posible a través del marco teórico de la investigación, es por ello que el **objetivo** del capítulo es:

Establecer el marco teórico necesario para la selección y cálculo del intercambiador de calor que permita el precalentamiento del agua desmineralizada de la planta Termoeléctrica.

1.2. Trabajos precedentes

En el desarrollo de la investigación se consultaron diferentes libros de texto, tesis y artículos referidos al proceso de intercambio térmico. La revisión bibliográfica estuvo dirigida a la búsqueda de información relacionada con los aspectos comparativos de los diferentes equipos de transferencia de calor, ventajas y desventajas de cada uno y los trabajos que sobre el procedimiento de cálculo para los aparatos de intercambio térmico, desde el punto de vista científico – técnico y práctico, se han efectuado en los últimos años.

En los manuales de operaciones de las plantas (Manual de Operaciones de la CTE, 2005; Manual de Operaciones de Calcinación y Sinter, 2005), de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” se encuentran los principales datos necesarios para ejecutar la tarea. Se expone la descripción del flujo tecnológico de ambas plantas y la procedencia del agua residual con potencialidades térmicas que actualmente se vierte a la presa de Cola.

El intercambiador de calor es un sistema físico que permite transferir calor entre dos fluidos separados por una pared sólida. El calor se transfiere sin que se produzca la mezcla de los fluidos (Incropera F. P. and David P. W., 2002).

Sirvió de ayuda la revisión de los principales trabajos de diploma que se han desarrollado en los últimos años en la temática de intercambio térmico. Es importante destacar el trabajo desarrollado por Betancourt R. A. (2005), el cual realiza la concepción, diseño y creación del software INTERC v1.12 que tiene como objetivo ejecutar el cálculo para la selección de intercambiadores de calor de tubos y coraza e intercambiadores de placa, tomando como base el

procedimiento de cálculo y selección de intercambiadores de calor. Además efectúa un amplio estudio de las aplicaciones de los intercambiadores de calor en la empresa productora de Níquel “Comandante Ernesto Che Guevara” ubicada en la ciudad de Moa.

Rodríguez S. L (2008), efectúa la evaluación del calentador de baja presión de la Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton, aunque en los trabajos anteriores se exponen procedimientos de indudable valor para el tratamiento de la temática abordada, no se particularizan los aspectos esenciales para la selección y cálculo de intercambiadores de calor en el tratamiento de aguas residuales.

Para el análisis de los diferentes procedimientos de cálculo en la selección de intercambiadores de calor es importante destacar los principales textos que se disponen tanto en formato digital como impreso (Buen D. V, 1985; Herrera, O, 1986; Holman, J. P, 2000; Incropera F. P. and David P. W, 2002; Kern, D. Q, 1985), en ellos se exponen los aspectos teóricos que permiten profundizar sobre el conocimiento de los intercambiadores de calor, efectúan comparaciones y sus capítulos están orientados hacia el esclarecimiento y orientación de las metodologías de cálculo a emplear para el análisis de los procesos de intercambio térmico a partir de las leyes fundamentales que rigen la transferencia de calor por conducción, convección y radiación.

Otros trabajos de interés resultan las publicaciones en revistas referenciadas y artículos tomados de internet referente a la temática (Anderson, D. A, 2007; Bergles, A. E, 2005; James, C. A, 2005; Wang C, 2004; Sundén B, 2006), los mismos actualizan a los investigadores e ingenieros en los cambios que se efectúan en el uso de expresiones empíricas para el análisis de los diferentes procesos de transferencias de calor en los equipos de intercambio térmico, así como los métodos computacionales asociados a los procedimientos de cálculo.

Los intercambiadores de calor compactos debido a sus ventajas y creciente uso en las industrias son tratados en varias publicaciones (Kays, W. M. y A.L. London, 1984; Kreith, F. B, 2002; Sundén B, 2006; Webb, R. L, 2003), son tomados en consideración en el análisis del aprovechamientos de las aguas residuales para establecer aspectos comparativos con los restantes equipos de transferencia de calor y la posibilidad de su uso en el aprovechamiento de la energía calorífica de las aguas residuales.

La búsqueda continua de economía y mayor eficiencia en el equipo de transferencia de calor ha tenido como consecuencia el desarrollo de diversos tipos de intercambiadores. Entre ellos cabe destacar el intercambiador de carcasa y tubo, el compacto aleteado y el intercambiador de placas.

En muchas aplicaciones de la industria moderna el intercambiador de calor de placas ha desplazado al tradicional de tipo multitubular, por dos razones principales:

- El coeficiente de transferencia de calor es mayor, lo que permite construir equipos más compactos y con menor tiempo de residencia de los fluidos.
- Son fácilmente desmontables, con lo cual se puede proceder a su limpieza con mayor rapidez. Algunos modelos de intercambiadores de placas no se pueden desmontar debido a que las placas están soldadas.

El intercambiador de placas se empezó a utilizar en la década de 1930 para el tratamiento y la pasteurización de la leche (Izquierdo M. M, 2002). En un principio este tipo de intercambiador se usó para satisfacer la necesidad de contar con un equipo de fácil limpieza, sin irregularidades ni rincones donde se pudieran albergar bacterias ni se fomentara su desarrollo, requisito básico de sanidad para esta industria. Además, la elaboración de este producto, requiere de elevados coeficientes de transferencia de calor para que el tiempo de residencia, especialmente a altas temperaturas, sea mínimo. Con el transcurso del tiempo se reconoció que las características de esos primeros diseños se podrían aplicar a otras industrias que manejan líquidos, ya sea como parte del proceso o en los servicios de enfriamiento de una planta. De esta manera el intercambiador de calor de placas se ha introducido en múltiples aplicaciones industriales. Hoy en día son ampliamente utilizados en aquellos sistemas que trabajan a temperaturas comprendidas entre $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ y a presión inferior a 30 bar.

En la industria del níquel se cuenta con varios de estos intercambiadores, los más importantes se encuentran en las plantas de lixiviación y lavado, y recuperación de amoníaco para el enfriamiento del licor luego de pasar por las torres de destilación, debido a las ventajas que presenta en comparación con los intercambiadores de tubos y coraza, cada día es mayor su uso en esta industria.

1.3. Descripción del flujo tecnológico de la Central Termoeléctrica

La planta termoeléctrica es la encargada de producir y distribuir los portadores energéticos necesarios para el proceso tecnológico, tiene como equipos fundamentales 2 generadores de vapor de 150 t/h (en funcionamiento) y 5 de 75 t/h, todas de 39 atm y $440\text{ }^{\circ}\text{C}$, y 2 turbogeneradores de 12 MW de potencia. Está formada por 7 áreas fundamentales, ellas son:

- Base de Petróleo

- Tratamiento Químico de Agua
- Calderas
- Turbinas y Generadores
- Torres de Enfriamiento
- Compresores
- Eléctrica

Los aspectos de mayor influencia en el proceso de producción de vapor se describen a continuación; los restantes se detallan en la bibliografía consultada (Manual de operaciones de la CTE, 2005).

Tratamiento químico del agua

Está formada por tres instalaciones tecnológicas que son suavizamiento, desmineralización y neutralización. El agua inicial se recibe desde la planta potabilizadora, la cual llega por dos tuberías de diámetro 300 mm que se pueden alimentar cada una de forma separada; la misma es sometida a un proceso en la planta potabilizadora para eliminar las impurezas en suspensión y coloides, evitando la contaminación de las resinas en la planta, la formación de incrustaciones y las causas de la mala calidad del vapor en la central termoeléctrica.

Instalación de suavizamiento de agua

Está destinada para el abastecimiento de las necesidades tecnológicas de la fábrica por medio de agua suavizada. La productividad de la instalación es 500m³/h. El tratamiento de agua se realiza en dos etapas, en los filtros de cambio de cationes Na⁺ de la primera y segunda etapa. Para la renovación de la capacidad de cambio de la resina (regeneración) de los filtros se utiliza NaCl (sal blanca).

Instalación de desmineralización y neutralización de agua

Uno de los métodos principales de prevención de aparición de incrustaciones en las calderas es la preparación de agua desmineralizada para la alimentación. Durante el proceso de desmineralización se elimina del agua la mayor parte de iones (cationes y aniones). La productividad de la instalación es de 250 m³/h. El esquema de tratamiento de agua es de dos etapas, después de la primera etapa se realiza la separación de los gases corrosivos, CO₂, O₂ del agua mediante 3 torres de deareación. En la primera etapa están insertados los filtros de cambio

de cationes (H^+), en la segunda etapa los filtros de cambio de aniones (OH^-). Para la renovación de la capacidad de intercambio de la resina aniónica y catiónica se regeneran con H_2SO_4 y $NaOH$, respectivamente.

En la instalación de neutralización se realiza la neutralización del sulfato de hidrógeno (H_2SO_4) presente en las aguas residuales, antes de su vertimiento en los canales, después de la regeneración de los filtros.

Esquema simplificado del agua desmineralizada y del proceso de producción de vapor

El agua desmineralizada en el sector de tratamiento químico de agua sufre un primer calentamiento en los calentadores agua-extracción continua y agua-agua, o en caso necesario a los calentadores agua-vapor (Manual de Operaciones de la CTE, 2005).

Posteriormente se envía al desareador sometiéndose a un segundo calentamiento mediante contacto directo por vapor a contracorriente y donde se eliminan a su vez los gases incondensables, el diagrama de flujo simplificado puede verse en el anexo 1.

Del desareador el agua es bombeada al colector magistral de agua de alimentación a la caldera, pasando antes por el calentador de alta presión, lugar donde el agua sufre el tercer y último calentamiento antes de llegar a los generadores de vapor, la temperatura de salida de los calentadores de alta presión es de $145\text{ }^\circ\text{C}$.

El agua, a partir de la cual se obtiene el vapor, llega al domo de la caldera después de ser previamente calentada. El agua se distribuye desde el domo a los colectores inferiores comenzando así la circulación natural dentro de la caldera; de los colectores inferiores el agua comienza su ascenso por los tubos hervidores o de mezcla. A medida que va tomando calor, empieza a formarse el vapor, de esa forma, en la parte alta de los hervidores o tubos de mezcla la cantidad de vapor es mayor.

El mazut calentado a $130\text{ }^\circ\text{C}$ y a una presión de 20 kgf/cm^2 se introduce en la cámara de combustión de las calderas mediante quemadores de atomización mecánica. Dentro del horno o cámara de combustión el mazut en presencia del aire se quema librándose el calor necesario para la formación del vapor.

La mezcla de agua vapor entra al domo y allí se produce la separación, el agua se reintegra al ciclo nuevamente y el vapor saturado después de pasar por otros accesorios separadores pasa por los sobrecalentadores donde se recalienta hasta $440\text{ }^\circ\text{C}$ y su presión es de 40 kgf/cm^2 absoluta.

El vapor recalentado entra a las turbinas a 435°C y 35kgf/cm^2 donde se expande a costa de realizar trabajo. Este trabajo es el que hace que se mueva el eje de la turbina y que en el generador se verifique la transformación de energía mecánica en eléctrica. El vapor recalentado entra, además, a las estaciones reductoras (RED) de 40/10 atm y de 40/2 atm

La presión de vapor de escape de la turbina es de 2kgf/cm^2 y su temperatura puede oscilar entre 130 y 140°C , este vapor está destinado a cubrir las necesidades propias de la planta termoeléctrica, así como las del proceso tecnológico.

A la turbina se le hace una extracción a 10.5kgf/cm^2 y otra no regulada. La primera se utiliza para cubrir las necesidades propias de la central termoeléctrica, así como del proceso tecnológico. La última se utiliza para calentar el agua antes de entrar a la caldera.

El vapor de 10 atm que sale de la RED 40/10 atm con temperatura 250°C se une al vapor de la toma regulada de la turbina. El vapor de 2 atm que sale de la RED 40/2 con temperatura 150°C se une al vapor de la contrapresión de la turbina, esta tiene una toma no regulada de 5 atm de presión que se utiliza en el calentador de alta presión.

El vapor de 10 atm se utiliza en el proceso tecnológico en las siguientes plantas:

- Preparación de Mineral.
- Hornos de Reducción.
- Lixiviación y lavado.
- Calcinación.
- Puerto.
- Laboratorio Central.
- Centro de Investigaciones.
- Comedor Central.

El vapor de 2 atm se utiliza en la planta de Recuperación de Amoniaco y Comedor Interno.

1.4. Intercambiadores de calor de placas

1.4.1. Componentes de los intercambiadores de placa

Un intercambiador de placas consiste en un grupo de placas de metal, corrugadas, que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta, de manera que se forman una serie de pasillos interconectados a través de los cuales se hacen circular los fluidos de trabajo (figura 1.1). Estos fluidos son impulsados mediante bombas. Un intercambiador de placas típico se compone de dos secciones principales:

- El bastidor, cuyos componentes son de acero al carbono, con excepción de aquellos que, como las conexiones de entrada y salida, tienen contacto con los fluidos. En las esquinas del bastidor se encuentran las conexiones para permitir la entrada y salida de los fluidos.

Tiene la misión de mantener la pila de placas unidas, proporcionando un buen sellado y formando una estructura rígida mediante una serie de barras horizontales que soportan las placas. El sellado se hace por medio de juntas fabricadas de elastómeros, que se seleccionan de acuerdo con el tipo de servicio, para que sean compatibles con el fluido utilizado, y que se colocan en el borde de las placas rodeando completamente las bocas de los extremos, de manera que el flujo se pueda distribuir de lado a lado de la placa.

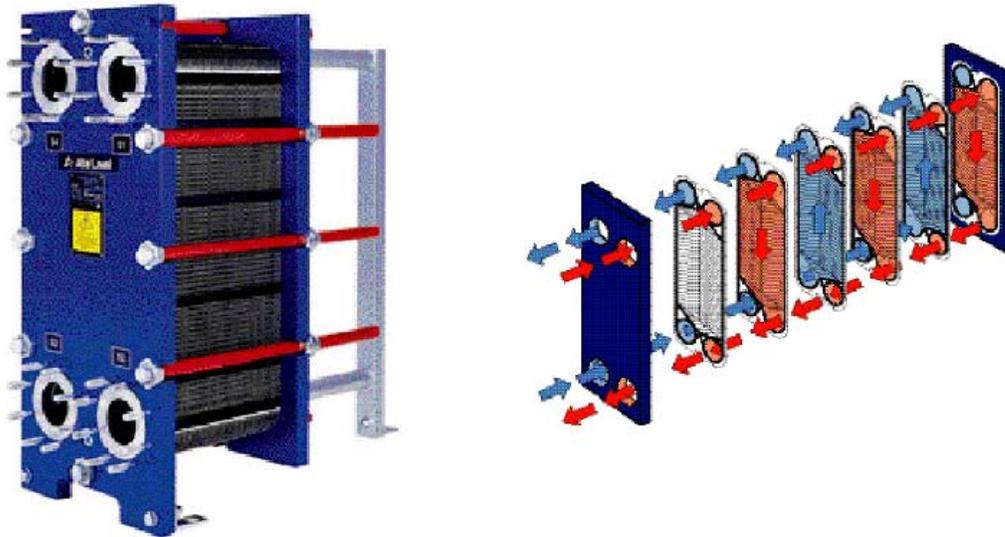


Figura 1.1. Componentes del intercambiador de placas, Izquierdo M. M (2002)

- Las placas de transferencia de calor se fabrican prensando láminas delgadas de gran variedad de aleaciones y metales, resistentes a la corrosión. El más usado es el acero inoxidable aunque en función de los fluidos a tratar y de sus propiedades pueden ser más adecuados unos metales (o aleaciones) que otros. El espesor de las placas está comprendido entre 0.5 mm y 0.9 mm. Con el objeto de aumentar la superficie de transferencia de calor, las placas presentan un relieve corrugado o acanaladuras que ayudan a inducir un alto nivel de turbulencia para velocidades medias relativamente bajas (0,25m/s a 1m/s). Este aumento de la superficie varía mucho en función de la forma de las corrugaciones. Gracias a la corrugación de las placas y el aumento de la turbulencia se consigue una mejor transferencia del calor (coeficientes de transmisión mucho mayores que en el caso de intercambiadores de tubo y carcasa). Existen varias formas para las corrugaciones pero pueden diferenciarse dos grandes grupos: tipo “intermating” y tipo

“chevron”, figura 1.2. Las corrugaciones de una placa apoyan en distintos puntos con las corrugaciones de la placa adyacente de tal manera que se provee de rigidez al conjunto sin restringir el flujo.

Cuando se monta un conjunto completo de placas, la estructura de los canales de flujo es simétrica en ambos lados, por lo que se elimina la necesidad que existía en los de carcasa-tubo para decidir que fluido pasará por los tubos y cuál por la carcasa, ya que los lados de la placa son equivalentes.

El número de placas se determina en función de los caudales, propiedades físicas de los fluidos, pérdidas de carga admisible y programa de temperaturas.

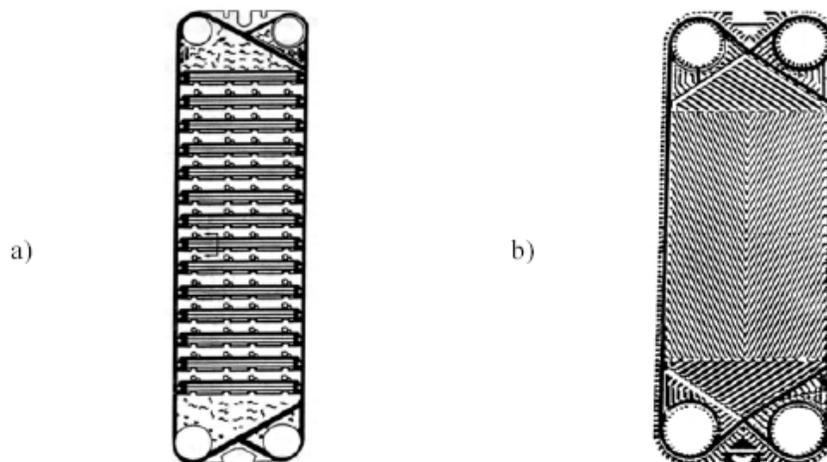


Figura 1.2. Tipos de placas: a) corrugaciones tipo ‘Intermating’, b) corrugaciones tipo “Chevron” (Izquierdo M. M, 2002)

1.4.2. Funcionamiento de los intercambiadores de placas

Los fluidos frío y caliente se introducen por los orificios de conexión y circulan por los canales que se forman entre placas de manera alternativa. Un fluido es conducido por los canales impares mientras que el otro es conducido por los canales pares. Los dos fluidos se encuentran así separados, sin poderse mezclar, por una delgada placa a través de la cual se produce la transferencia de calor. La distribución de los fluidos por sus canales correspondientes se hace mediante una serie de juntas en los canales impares que no permiten la entrada del fluido que ha de circular por los pares, y en los pares que no permite la entrada del de los impares. Generalmente, aunque existen múltiples configuraciones, el flujo de ambos fluidos se hace en contracorriente, figura 1.3.

Las corrugaciones forman los correspondientes canales entre placas, cuyos bordes se apoyan por presión unos sobre otros o bien están soldadas entre ellas. Las corrugaciones son resaltes que forman los canales y por ellos circulan los fluidos. La forma de las corrugaciones genera turbulencias que mejoran la transferencia de calor. Para conseguir un mejor intercambio de calor estas placas se construyen con materiales de baja resistencia térmica.

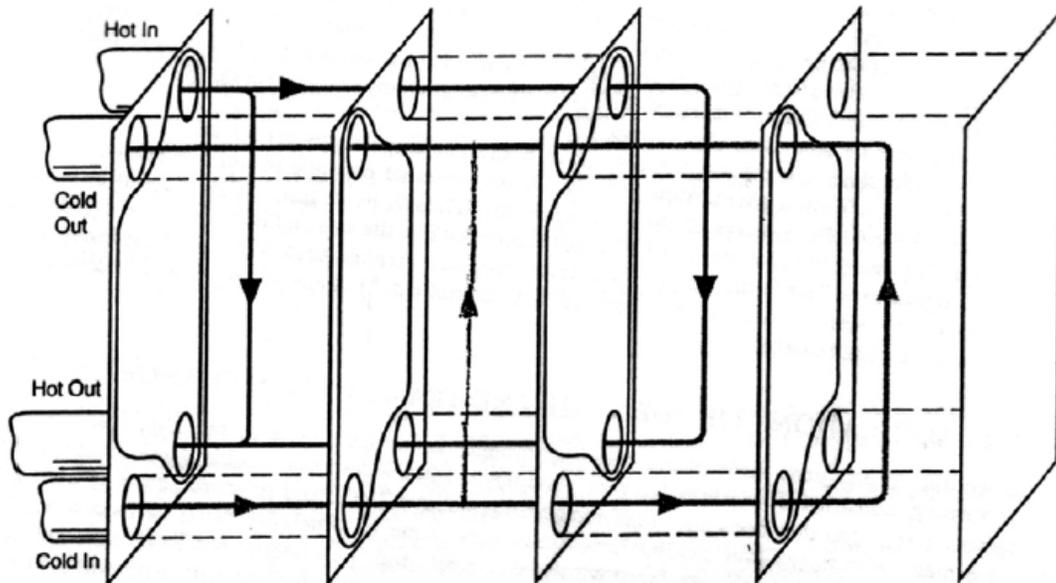


Figura 1.3. Arreglo de las placas en paso simple a contraflujo

1.4.3. Tipos de intercambiadores de calor de placas

Existen varios tipos de intercambiadores de placas (figura 1.4) que se pueden clasificar de varias formas.

Atendiendo a la forma de unión de las placas:

Mediante juntas (1): Las placas se unen ejerciendo presión entre ellas mediante las barras del bastidor e interponiendo entre ellas juntas para garantizar la estanqueidad. Se desmonta fácilmente desatornillando las barras de unión, con lo que las operaciones de mantenimiento y limpieza se pueden efectuar rápidamente.

Soldados (2): Las placas se unen por medio de soldaduras de manera que no se necesitan juntas para garantizar la estanqueidad. La ventaja principal de este tipo es que pueden utilizarse en aplicaciones donde la presión es un obstáculo para las juntas. Pueden trabajar hasta presiones de unos 30-32 bares. Por el contrario, presentan el inconveniente principal de que no pueden ser

desmontados para su limpieza. Además ante un cambio en las necesidades del proceso no es posible modificar el número de placas.

Semisoldados (3): Los intercambiadores semisoldados combinan la flexibilidad y servicio de los intercambiadores de junta con la seguridad contra rotura de los soldados. Este tipo de intercambiadores consisten en un número par de placas en los que se alternan los canales soldados con los tradicionales canales delimitados por juntas. Uno de los fluidos circula por los canales soldados mientras que el otro lo hace por el sellado con las juntas. De esta manera se tiene que los canales soldados permiten una mayor presión en su interior mientras que los de junta destacan por su facilidad de desmontaje, mantenimiento y limpieza.

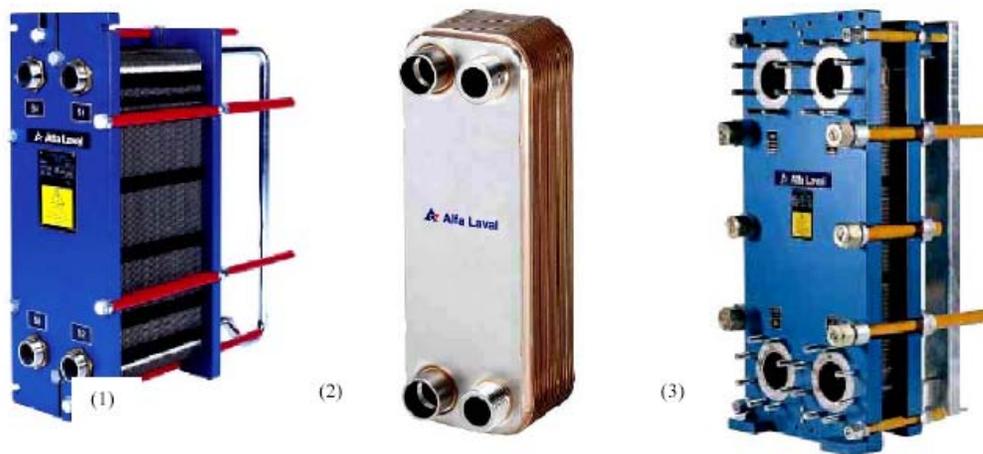


Figura 1.4. Tipos de intercambiadores de placas (Izquierdo M. M, 2002)

Atendiendo al *flujo* de los fluidos

- *Flujo paralelo:* ambos fluidos se desplazan en el mismo sentido. Se utilizan poco.
- *Flujo contracorriente:* el sentido de circulación de un fluido es el contrario al del otro. Son los que se utilizan normalmente. La transferencia de calor en este intercambiador es más efectiva que la del anterior.

Atendiendo al *número de pasos*

- *Un paso.*
- *Varios pasos* (por lo general dos): pueden ser de dos pasos para cada fluido o tan solo de un paso para uno de ellos y dos para el otro.

1.4.4. Ventajas de los intercambiadores de placa

- Fácil desmontaje. Las operaciones de mantenimiento y limpieza se efectúan de manera más fácil y rápida. Todas las superficies se pueden limpiar fácilmente ya sea por métodos manuales o químicos. Se reducen los tiempos muertos y no se requiere de un equipo especial de limpieza. Los costes de mantenimiento son menores. Esta ventaja es particular de los de tipo junta ya que los intercambiadores de placas soldadas no pueden ser desmontados (por lo menos completamente) y necesitan de métodos de limpieza más complejos.
- Mayor coeficiente global de transferencia de calor, hasta cinco veces superiores a los que se pueden conseguir para las unidades de tubo y carcasa.
- Menor área de transferencia. Esta característica es muy valiosa cuando la naturaleza del líquido es corrosiva y se requiere trabajar con materiales de construcción muy caros.
- Tamaño compacto. El peso y el volumen de la instalación son bajos.
- Menor inversión. Hasta un 90% menor en coste como consecuencia de necesitar menor área de transferencia.
- Permiten la aplicación de flujos en contracorriente en la mayoría de las aplicaciones.
- Aproximaciones de temperatura más cercanas. Se puede trabajar incluso con diferencias de temperatura de hasta 1°C, maximizando la posibilidad de recuperación de calor.
- Control de la temperatura. La forma de los canales por los que circulan los fluidos reduce la posibilidad de zonas de retención o estancamiento y sobrecalentamientos locales.
- La simetría de la configuración para ambos fluidos permite predecir de antemano y con toda precisión las caídas de presión y la temperatura. De este modo, se puede calcular con precisión el valor de los coeficientes de transferencia siendo menos necesario la introducción de “parámetros de incertidumbre”. Además, la simetría de los canales elimina la necesidad de decidir cuál de los fluidos pasará por tubos y cuál por carcasa, dado que los lados de la placa son equivalentes.
- Bajo volumen de retención. De un 80 a un 90% menor, lo que genera importantes ahorros cuando se utilizan fluidos costosos, como glicoles y refrigerantes. También es fácil de drenar.
- Poca acumulación de suciedad. Los factores de acumulación son menores que en el caso de tubo y carcasa. Esta característica presenta dos ventajas: menor necesidad de limpieza,

y menores resistencias de ensuciamiento que provocan coeficientes de transferencia globales más pequeños.

- Bajo coste de operación, que resulta de combinar los elevados coeficientes de transferencia y menor acumulación de la suciedad.
- Adaptabilidad y diseño modular. La capacidad puede aumentarse o disminuirse con sólo poner o quitar placas. La modificación de la disposición de las placas permite modificar fácilmente el programa de temperaturas de trabajo e incluso su utilización en distintos procesos. Esta característica no la presentan los termo-soldados ya que su desmontaje y ampliación no son posibles. En el caso de los de carcasa y tubo no es fácil adaptarlos a los cambios de la demanda térmica.
- Amplio rango de funcionamiento. Incluso sin la necesidad de modificar el número de placas este tipo de intercambiadores permite un amplio rango de utilización.
- Flexibilidad. Pueden adaptarse y ser utilizados para una diversa gama de fluidos y condiciones, incluyendo fluidos viscosos.

1.4.5. Inconvenientes y limitaciones de los intercambiadores de placa

- La chapa de metal no es el elemento adecuado para soportar presiones elevadas, de modo que las presiones máximas para los modelos más comunes son de 10 a 15 bar, aunque existen modelos capaces de soportar presiones algo mayores. Este problema no es tan acusado en el caso de los intercambiadores termo-soldados que pueden llegar a soportar presiones que rondan los 30-32 bar. Esto es así gracias a que no se tiene el riesgo de rotura de la junta. Esta es la principal limitación que presenta este intercambiador.
- Los materiales de las juntas son de varios tipos de elastómeros que tienen un límite máximo de temperatura de funcionamiento (para los materiales más usados) es de 140 a 150°C. Los fluorelastómeros pueden aumentar ese límite hasta los 180°C, pero a cambio de un mayor coste. Existen algunos modelos que usan juntas de fibras de amianto comprimido, para los cuales la temperatura límite asciende hasta un máximo de 250°C. Por el hecho de no llevar estas juntas, los intercambiadores termo-soldados son capaces de aguantar temperaturas superiores a los 140-150°C de los de tipo junta.
- Debido a los estrechos canales entre placas, la caída de presión a través de un intercambiador de placas es relativamente grande, por lo que es necesario tener en cuenta

la inversión y los costes de operación y mantenimiento del sistema de bombeo a la hora de comparar con otros tipos de intercambiadores.

- Los intercambiadores de placas no funcionan correctamente con líquidos que tengan sólidos de gran tamaño, debido a la pequeña distancia de separación entre las placas. En general el tamaño máximo admisible de los sólidos en suspensión es de 4 a 8 mm de diámetro, dependiendo del modelo de intercambiador. Este problema es más acusado en los termosoldados debido a su dificultad de desmontaje para proceder a su limpieza.
- No son convenientes para el uso con líquidos tóxicos o altamente inflamables debido a la posibilidad de rotura de las juntas. Los termo-soldados no presentan este problema y pueden utilizarse para este tipo de líquidos siempre y cuando el material sea el adecuado.
- Para cada modelo de placa, la boca de entrada tiene un tamaño fijo que limita la cantidad de fluidos de alto volumen específico (vapores y gases húmedos) que pueden entrar al intercambiador, de modo que este tipo de intercambiadores casi nunca se utilizan en servicios con gran condensación. Los intercambiadores de placas están desplazando a los clásicos de carcasa y tubo y de tubos concéntricos.

1.5. Caracterización del agua residual proveniente de la planta de Calcinación y Sinter

Para realizar la caracterización del agua residual proveniente de la planta de calcinación y sinter se tomaron muestras en la salida del sedimentador clarificador durante un mes de trabajo de la instalación, cada una de ellas en un intervalo de dos días de trabajo. Los principales resultados de la caracterización están plasmados en la tabla del anexo 3, la limpieza de datos se efectuó usando la técnica de gráfico de control, eliminando aquellos valores no controlados en la experimentación. El procesamiento estadístico se obtuvo a partir de determinar los valores medios y la desviación estándar de las muestras.

Los resultados obtenidos exponen coincidencia con los patrones establecidos para el agua residual de la planta. La concentración de amoníaco se encuentra por debajo de 2.6 g/l, los sólidos totales tienen un valor promedio de 6.1g/l y la concentración de níquel no sobrepasa los 0.2 g/l. Los resultados anteriores se tuvieron en cuenta en la selección del intercambiador de calor de placas, para evitar posibles incrustaciones y la corrosión de las diferentes partes del equipo, aspectos que reducen la eficiencia del proceso de intercambio térmico.

1.6. Conclusiones del capítulo I

- El análisis de los trabajos precedentes muestra suficiente información especializada para la solución de la tarea, ello se resume en textos básicos, tesis de grado y publicaciones en revistas, relacionados con los procesos de intercambio térmico en equipos de transferencia de calor.
- La comparación de los diferentes tipos de intercambiadores de calor exponen las ventajas de los de placas en comparación con los de tubos y coraza para el aprovechamiento del calor proveniente del agua residual en la planta de Calcinación y Sinter de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara.
- La caracterización del agua residual de la planta de Calcinación y Sinter muestra valores inferiores a los límites establecidos para este tipo de fluido.

CAPÍTULO II. MÉTODO PARA EL CÁLCULO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL AGUA DESMINERALIZADA CON EL USO DE AGUA RESIDUAL

2.1. Introducción

La selección adecuada de los intercambiadores de calor, para el calentamiento del agua de entrada a la Termoeléctrica de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara, requiere del conocimiento de los métodos para el cálculo del área de intercambio térmico.

Para la selección del intercambiador de calor, en el aprovechamiento de la energía calorífica del agua residual, es necesario el conocimiento de las temperaturas de los fluidos (agua desmineralizada y agua residual) a la entrada del mismo. La evaluación del sistema de bombeo, en el transporte del agua residual, permite determinar la posibilidad de usar las bombas actuales para el traslado del fluido.

En el presente capítulo se expone el método para: el cálculo de las pérdidas de temperatura desde los sedimentadores, en la planta de Calcinación y Sinter, hasta la Termoeléctrica, la comprobación del sistema de bombeo del agua residual y la selección del intercambiador de calor. El objetivo es:

Establecer el método de cálculo para la evaluación del sistema de calentamiento del agua desmineralizada con el uso de agua residual.

2.2. Método para el cálculo de las pérdidas de temperatura en el transporte del agua residual

El agua residual sale desde los sedimentadores en la planta de Calcinación y Sinter con una temperatura de 72°C, en el transporte de la misma hasta los intercambiadores de placas que se instalarán en la planta Termoeléctrica se producen pérdidas de temperatura, por lo que es necesario estimarlas y seleccionar el material aislante adecuado para reducir las pérdidas en el transporte.

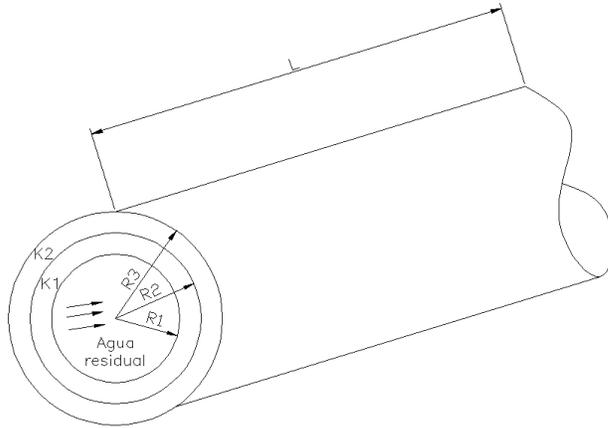


Figura 2.1. Tubería para el transporte del agua residual desde la planta de Calcinación y Sinter hasta Termoeléctrica

En la figura 2.1 se observa la representación esquemática del sistema de transporte que se usa para el cálculo de las pérdidas de calor, la tubería de acero al carbono tiene un diámetro interior de 300mm y la longitud total es de 300m. Con el objetivo de reducir las pérdidas en el transporte se seleccionó el material aislante para la tubería. En la selección del mismo se tuvo en cuenta el concepto del radio de aislamiento crítico (Incropera F. P. and David P. W., 2002), $r_{cr} = \frac{K_2}{h_o}$, donde es posible establecer el espesor del aislante en el que las pérdidas de calor son mínimas considerando la conductividad térmica del material aislante (K) y la convección forzada por el exterior del conducto h_o . El material aislante seleccionado es el cemento aislante ($K_2=0,075$ W/m.K), debido a su disponibilidad en los almacenes de la empresa y su menor costo en comparación con otros materiales. La conductividad térmica del material de la tubería de acero al carbono AISI 1010 es $K_1= 63,9$ W/m.K.

Para el cálculo de las pérdidas se usaron las expresiones de resistencia térmica total y flujo de calor, expresadas en forma de pérdidas de temperatura, en el análisis se desprecia el espesor del material usado para sostener el material aislante sobre la tubería y por tanto su resistencia térmica.

$$R_t = R_{conv1} + R_{cond1} + R_{cond2} + R_{conv2} \quad (2.1)$$

$$R_t = \frac{1}{2\pi \times r_1 \times L \times h_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \times K_1 \times L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi \times K_2 \times L} + \frac{1}{2\pi \times r_3 \times L \times h_o} \quad (2.2)$$

Donde:

R_{conv1} , resistencia por convección entre el agua residual y la superficie interior de la tubería (K/W).

R_{cond1} , resistencia por conducción a través del material de la tubería (K/W)

R_{cond2} , resistencia por conducción a través del material aislante (K/W)

R_{conv2} , resistencia por convección entre la superficie exterior de la tubería y el aire atmosférico (K/W).

r_1, r_2, r_3 , radios interiores y exteriores de la tubería y el material aislante (m)

K_1, K_2 , conductividad térmica del material en la tubería y el aislante (W/mK)

h_i, h_o , coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior y exterior de la tubería (W/m²K).

L , Longitud total de la tubería ($L=300$ m).

En el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por convección en el interior y exterior de la tubería, es necesario conocer el régimen de flujo, laminar o turbulento, para ello se determina el número de Reynolds

Para el interior de la tubería $R_{ei} = \frac{4\dot{m}_r}{\pi d_1 \mu_r}$

Para el exterior de la tubería. $R_{eo} = \frac{v_o \times d_2}{\vartheta_o}$

Donde:

\dot{m}_r , es el flujo másico de agua residual, 88,44 kg/s

d_1, d_2 , diámetro interior y exterior de la tubería para el traslado del agua residual, $d_1=0,3$ m, $d_2=0,31$ m.

v_o , velocidad del aire exterior. Para los cálculos de ingeniería se estimó la velocidad promedio de 3 m/s.

μ_r , coeficiente dinámico de viscosidad del agua residual, 389×10^{-6} Pa.s.

ϑ_o , coeficiente cinemático de viscosidad del aire exterior, $15,89 \times 10^{-6}$ m²/s

Conocido el valor del número de Reynolds y el tipo de régimen de flujo es posible determinar el número de Nusselt por el interior y exterior de la tubería. En el interior de la tubería se usó la ecuación de Dittus-Boelter (Incropera F. P. and David P. W., 2002).

$$N_{ui} = 0,023 R_{ei}^{4/5} \times P_{ri}^{0,3} \quad (2.3)$$

Donde $P_{ri} = 2,45$, número de Prandtl del agua residual.

En el exterior de la tubería se usó la expresión de Hilpert (Incropera F. P. and David P. W., 2002)

$$N_{uo} = 0,027 R_{eo}^{0,805} \times P_{ro}^{1/3} \quad (2.4)$$

Donde $P_{ro} = 0,707$, número de Prandtl del aire atmosférico.

Los coeficientes de transferencia de calor por el interior y exterior de la tubería se determinan por las siguientes expresiones:

$$h_i = \frac{Nu_i \times K_i}{d_1} \quad (2.5)$$

$$h_o = \frac{Nu_o \times K_o}{d_3} \quad (2.6)$$

Donde

d_3 , diámetro exterior del material aislante

$K_i = 668 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$, conductividad térmica del agua residual.

$K_o = 26,3 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$, conductividad térmica del aire atmosférico.

Conocido el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección por el exterior de la tubería y la conductividad térmica del material aislante es posible determinar el radio de aislamiento crítico, $r_{cr} = \frac{K_2}{h_o} = 5,4 \text{ mm}$.

Como el valor del radio interior de la tubería (0,15m) es superior al radio crítico, cualquier aumento de aislante incrementará la resistencia total y por tanto disminuyen las pérdidas de calor hacia los alrededores. Considerando estos criterios y la experiencia práctica en la selección de materiales aislantes se escoge un espesor de 20mm.

Con el valor de la resistencia total se calculan las pérdidas de calor por unidad de longitud.

$$q_p' = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_t} \quad (2.7)$$

Donde:

$T_{\infty 1} = 72^\circ\text{C}$, temperatura del agua residual a la salida de los sedimentadores de calcinación

$T_{\infty 2} = 25^\circ\text{C}$, temperatura del aire ambiente

La temperatura del agua residual a la entrada de la planta Termoeléctrica se calcula por la siguiente expresión:

$$T_r = T_{\infty 1} - \frac{q_p}{\dot{m}_r \times c_{pr}} \quad (2.8)$$

Los resultados del cálculo de las pérdidas de temperatura en el transporte del agua residual se muestran en la tabla 3.1.

2.3. Método para el cálculo del área de transferencia de calor

Para la selección del intercambiador de calor y el análisis de las ofertas de las firmas productoras es necesario el cálculo del área de transferencia de calor. Para ello es necesario el conocimiento

previo de las propiedades de los fluidos y otros parámetros que a continuación se obtienen usando el procedimiento de la literatura especializada (Herrera, O, 1986; Holman, J. P, 2000; Incropera F. P. and David P. W., 2002; Izquierdo M. M., 2002; Kays, W. M. y A.L. London, 1984).

$T_{hi} = 71\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura de entrada del agua residual

$T_{ci} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura de entrada del agua tratada

$T_{ho} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura de salida del agua residual

$Q_h = 320 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, flujo volumétrico de agua residual

$Q_c = 280 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, flujo volumétrico de agua tratada a la entrada de termoeléctrica

Propiedades de los fluidos a la temperatura media

Propiedades del agua residual

$T_{mh} = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} = 329\text{K}$, temperatura media del agua residual

$C_{ph} = 4,184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$, capacidad calorífica del agua residual

$\rho_h = 984 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, densidad del agua residual

$\mu_h = 489 \times 10^{-6} \text{N.S/m}^2$, coeficiente dinámico de viscosidad

$Pr_h = 3,15$, número de Prandtl

$K_h = 650 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$, coeficiente de conductividad térmica del fluido

Propiedades del agua tratada

$T_{mc} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} = 306\text{K}$, temperatura media del agua tratada

$C_{pc} = 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$, capacidad calorífica del agua tratada

$\rho_c = 994 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, densidad del agua tratada

$\mu_c = 695 \times 10^{-6} \text{N.S/m}^2$, coeficiente dinámico de viscosidad

$Pr_c = 4,62$, número de Prandtl

$K_c = 628 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$, coeficiente de conductividad térmica del fluido

Cálculo del flujo total de calor transferido

$$q = m_h \times C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2.9)$$

Cálculo de la temperatura de salida del agua desmineralizada

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{q}{m_c \times C_{pc}} \quad (2.10)$$

Donde m_h y m_c representan el flujo másico del agua residual (fluido caliente) y el agua desmineralizada (fluido frío), respectivamente.

Cálculo de la temperatura media logarítmica

Los intercambiadores de placas se diseñan para funcionar con el flujo de los fluidos en contracorriente. Como se sabe por la teoría general de intercambiadores, la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del intercambiador no es constante. Para el cálculo de la diferencia efectiva se hará uso de la temperatura media logarítmica, que viene expresada en función de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los fluidos

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}} \quad (2.11)$$

Los canales de los extremos del intercambiador representan la mitad de la superficie de transferencia de los canales interiores y por tanto transfieren menos calor. Esto provoca que la efectividad del intercambiador sea algo menor que la que se predice mediante el uso de la temperatura media logarítmica. Es necesario introducir un factor F, menor que la unidad. El flujo de calor transferido se determina por la siguiente ecuación:

$$q = U \times A \times F \times \Delta T_{lm} \quad (2.12)$$

Para el cálculo de este factor de corrección F es necesario definir la llamada relación de capacidades (R) y la efectividad (P), que ofrecen información sobre cómo son las capacidades caloríficas de ambos fluidos y cuál es la efectividad del intercambiador. Existen tablas en la literatura especializada que entrando con los valores de R y P se puede calcular F (Holman, J. P., 2000; Incropera F. P. and David P. W., 2002; Kern, D. Q., 1985).

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (2.13)$$

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (2.14)$$

2.3.1. Coeficiente global de transferencia de calor

Una parte esencial y a menudo la más incierta de cualquier análisis de los intercambiadores de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor (U). Este se puede

determinar a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío, de los factores de impureza y de los parámetros geométricos apropiados. Para intercambiadores de placas el coeficiente se puede estimar a partir de los resultados compilados por Kays, W. M. y A.L. London (1984). Cuando se tiene la combinación de fluidos agua- agua en intercambiadores de calor de placas, $U = (2000 - 8000) \text{ W/m}^2\text{K}$ (Ramesh K. S., 2003).

Usando la ecuación 2.15 y el valor del coeficiente global de transferencia de calor obtenido mediante un proceso iterativo, se determina el área de transferencia de calor.

$$A = \frac{q}{U \times F \times \Delta T_{lm}} \quad (2.15)$$

Los principales resultados del cálculo del área de transferencia de calor se presentan en la tabla 3.2.

2.3.2. Cálculo hidráulico del intercambiador de calor

El coeficiente global de transferencia de calor depende de varios factores,

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{e}{K_m} + \frac{1}{h_c} + R_h + R_c} \quad (2.16)$$

Donde h_h y h_c son los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos caliente y frío respectivamente, K_m es la conductividad térmica del material del que están hechas las placas, e es el espesor de las placas y R_h y R_c son las resistencias térmicas originadas por los contaminantes de los fluidos que se depositan en las dos superficies de las placas. Su peso, en porcentaje, es significativo. Estas resistencias térmicas de ensuciamiento se generan como consecuencia de que los fluidos pueden transportar contaminantes, y con el paso del tiempo se van depositando sobre las superficies. De este modo se crea una capa entre el fluido y la superficie que crece en espesor generando una resistencia térmica adicional. El valor del coeficiente para agua de alimentación a una caldera se considera igual a $R_c = 0,0001 \text{ m}^2\text{K/W}$, para el agua residual se considera $R_h = 0,0002 \text{ m}^2\text{K/W}$ (Herrera, O., 1986; Incropera F. P. and David P. W., 2002).

Los coeficientes de convección de los fluidos son función de sus propiedades físicas y de la geometría de las placas. Se pueden calcular a partir de correlaciones o bien se pueden obtener de manera aproximada de gráficas como las propuestas por Cooper y Usher (1983), exclusivas para fluidos Newtonianos y placas de pequeño tamaño. Las diferencias entre las gráficas son debidas al tipo de corrugaciones, corrugaciones tipo “intermating”, y “chevron”.

Para el cálculo de los coeficientes de convección resulta apropiado utilizar correlaciones de la forma $f(Nu, Re, Pr) = 0$, En el caso estudiado es ampliamente utilizada la siguiente expresión (Izquierdo M. M. 2002).

$$Nu = C \times Pr^n \times Re^m$$

Donde los valores de n , m y C dependen de las características del flujo (laminar o turbulento), siendo el número de Reynolds

$$Re = \frac{v \times L_c \times \rho}{\mu} \quad (2.17)$$

L_c , longitud característica del canal (m)

ρ , densidad del fluido (kg/m^3)

v , velocidad del fluido (m/s)

μ , viscosidad dinámica del fluido, (Pa.s)

Los intercambiadores de placas se caracterizan por poseer corrugaciones que provocan turbulencias en el fluido mejorando la transferencia de calor. En régimen turbulento una correlación que puede utilizarse para el cálculo del número de Nusselt es:

$$Nu = 0,4 \times Pr^{0,4} \times Re^{0,64} \quad (2.18)$$

En función del número adimensional Nusselt, se obtiene el coeficiente de convección de ambos fluidos.

$$h = \frac{Nu \times K}{l_c} \quad (2.19)$$

K , conductividad térmica del fluido (W/m.K)

Los resultados del cálculo hidráulico del intercambiador de calor se exponen en la tabla 3.3.

2.3.3. Pérdida de carga en el intercambiador de calor

En el diseño mecánico de cualquier intercambiador la pérdida de carga es decisiva, ya que determina la potencia y el consumo de energía en los motores de las bombas que impulsan los fluidos y por tanto influye en la inversión, en el costo de operación y en el mantenimiento del sistema de bombeo. El cálculo de la caída de presión puede hacerse mediante la expresión:

$$\Delta P = 4f \times \frac{L}{l_c} \times \rho_h \times \frac{v_h^2}{2} \quad (2.20)$$

Donde f es el denominado factor de fricción y puede calcularse a partir de tablas o de la ecuación de Shah y Focke (Izquierdo M. M., 2002) que presenta la forma:

$$f = C \times Re^m \quad (2.21)$$

Los valores de los coeficientes $C=0,581$ y $m=-0,1$ dependen del número de Reynolds y se escoge de la literatura (Izquierdo M. M., 2002). Los resultados del cálculo de la pérdida de presión y el coeficiente de fricción aparecen en la tabla 3.2.

De la definición de ΔP y f ambos parámetros aumentan cuanto menor es la longitud característica (el factor f se ve afectado por l_c a través de la definición del Reynolds). Es decir, cuanto menor es la distancia entre placas (o tamaño de los canales) la caída de presión es mayor. También se observa que la caída de presión aumenta con la velocidad del fluido o lo que es lo mismo, aumenta cuanto menor es el número de canales. Por tanto para un caudal dado, habrá que llegar a un compromiso entre el número de canales y la velocidad de paso.

2.4. Método para el cálculo verificativo del sistema de bombeo de agua residual desde la planta de Calcinación y Sinter hasta la presa de Cola.

La instalación de los intercambiadores de calor de placas en la planta Termoeléctrica, para recuperar el calor del agua residual, introduce pérdidas de carga adicionales en el sistema de bombeo, ello implica la necesidad de verificar el sistema y comprobar si las bombas actuales pueden garantizar el suministro estable de agua residual.

La eficiencia energética de cualquier instalación depende de la adecuada selección de los equipos que la componen y de cómo estos responden a las características de explotación que exige el proceso tecnológico en cuestión.

Una bomba centrífuga convierte la energía mecánica que recibe desde un motor en energía de presión para mover un líquido a determinada altura. Es decir, transmite la energía cinética rotacional en energía de presión al fluido desde el centro del impelente o rodete de trabajo. El fluido entonces incrementa su velocidad debido a la fuerza centrífuga y rotacional que lo empuja. El agua residual se bombea con dos bombas centrífugas conectadas en paralelo, normalmente trabaja una y la otra se encuentra en reserva. El grupo de bombeo eléctrico que se emplea es el denominado AX200-150-400, se compone de una bomba y un motor eléctrico montados sobre una losa de fundición común. El accionamiento de la bomba se hace mediante un embrague elástico de unión.

La bomba que integra el grupo es centrífuga, horizontal, monoetápica de consola, con rodete al descubierto. El líquido a bombear se suministra horizontalmente por el árbol de la bomba y se

evacúa verticalmente hacia arriba. El rotor de la bomba gira sobre dos apoyos de cojinetes. Para el engrase de los cojinetes se emplea una grasa consistente que no se oxida en medio de vapores del líquido a bombear y que garantiza un funcionamiento normal de los cojinetes.

Las características técnicas del sistema de bombeo son las siguientes:

Características técnicas del motor eléctrico

Motor Eléctrico Asíncrono de Jaula de Ardilla, serie 250S-4T2, 5

Potencia nominal: 75 kW

Tensión nominal: 440 V

Corriente nominal: 120 A

Frecuencia: 60 Hz

Rendimiento nominal: 95%

Factor de potencia, $\cos\varphi=0,89$

Frecuencia de rotación: 1780 r.p.m.

En la verificación del sistema de bombeo de agua residual es necesario comprobar si la bomba actual es capaz de entregar la carga demandada por el sistema. Para ello se obtiene la altura de carga del sistema en las nuevas condiciones de trabajo.

$$H_{sist} = \frac{\Delta P}{\rho g} + \Delta Z + \sum h_f \quad (2.22)$$

Donde:

$\Delta Z=7\text{m}$, diferencia geométrica entre los niveles de descarga y succión del sistema, m

$\Delta P=0$, diferencia de presión entre la descarga y succión del sistema,

$\sum h_f$, sumatoria de las pérdidas totales de fricción en el sistema de tuberías, m

Las pérdidas hidráulicas de energía se dividen en dos categorías: locales y por rozamiento en tramos rectos de sección constante, las primeras se calculan por la siguiente expresión (Ramos P. N., 1999):

$$h_{loc} = \zeta_{loc} \times \frac{v^2}{2g} \quad (2.23)$$

Usando la ecuación de continuidad es posible obtener los resultados en función del gasto:

$$h_{loc} = \zeta_{loc} \frac{16Q^2}{2g\pi^2 D^4} \quad (2.24)$$

Donde:

v , velocidad del agua residual por el interior de la tubería, m/s

ζ_{loc} , coeficiente de resistencia local, depende de las diferentes resistencias locales.

Q, gasto real que entrega la máquina, m³/s

Las resistencias hidráulicas locales más comunes son: ensanchamiento del cauce, estrechamiento del cauce y cambios de dirección. En el cómputo de las pérdidas locales se tuvo en cuenta las pérdidas en el intercambiador de calor calculadas en el epígrafe anterior.

En la tabla 2.1 se muestra los coeficientes de pérdidas locales para el sistema analizado

Tabla 2.1. Coeficientes de pérdidas locales en el transporte del agua residual

Tipo de resistencia	ζ_{loc}	Cant. de elementos
Válvulas de globo	0,2	6
Codo estándar 90°	0,8	14
Entrada del agua residual en la tubería	0,89	1
Salida del agua residual en la tubería	1	1

Las pérdidas por rozamiento en la tubería dependen del factor de fricción de Moody, el cual es un parámetro adimensional. En el diagrama de Moody (Incropera F. P. and David P. W., 2002; Streeter V. L; et all, 1999) se presentan los factores de fricción para un amplio intervalo del número de Reynolds. Además de la dependencia con respecto al número de Reynolds, el factor de fricción es una función de la condición de la superficie del tubo. Es un mínimo para superficies suaves y se incrementa al aumentar la rugosidad de la superficie, e_1 .

$$h_{roz} = f \frac{L}{D} \frac{16Q^2}{2g\pi^2 D^4} \quad (2.25)$$

La potencia que es necesario entregarle al eje de la máquina se determina por la siguiente expresión:

$$N_e = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (2.26)$$

Donde:

H, carga real que entrega la máquina, m

Q, caudal de trabajo de la máquina con el sistema, m³/h

$\rho = 984 \text{ kg/m}^3$, densidad del agua residual

$g=9,81 \text{ m/s}^2$, aceleración de la gravedad,

$\eta = 0,68$, rendimiento de la máquina

El rendimiento de la máquina depende de muchos factores como son: tipo, construcción, dimensiones, fluido trasegado, régimen de trabajo, característica del sistema de tuberías. Cuando se quiere evaluar el rendimiento conjunto de la máquina y el motor, se emplea el criterio de rendimiento de la instalación.

$$\eta_{inst} = \eta + \eta_m$$

La potencia demandada por el motor se calcula por la siguiente expresión:

$$N_m = \frac{N_e}{\eta_m}$$

Los resultados del cálculo en el sistema de bombeo del agua residual se presentan en la tabla 3.4.

2.5. Conclusiones del capítulo II

- Para el cálculo de las pérdidas de temperatura en el transporte del agua residual se usa el concepto de la resistencia total con la presencia de material aislante y sin la existencia del mismo.
- El método de cálculo para la selección del intercambiador de calor expresa su relación con el coeficiente global de transferencia, las ecuaciones usadas corresponden a un intercambiador de calor de placas.
- El procedimiento para la evaluación del sistema de bombeo depende de las pérdidas locales y por rozamiento, además del conocimiento de la curva característica de la bomba ofrecida por el fabricante.

CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS, VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL

3.1. Introducción

El aprovechamiento del calor que posee el agua residual para el calentamiento del agua desmineralizada antes de entrar a las calderas necesita de la evaluación técnica, económica y ambiental de los resultados que se obtienen, es por ello que el objetivo del capítulo es:

Analizar los resultados del cálculo del sistema de calentamiento del agua desmineralizada con el uso de agua residual, así como los impactos económicos y ambientales asociados a la instalación estudiada.

3.2. Análisis de los resultados en el cálculo de las pérdidas de temperatura durante el transporte del agua residual

En la figura 3.1 se expone el algoritmo usado en el cálculo de las pérdidas de temperatura durante el transporte del agua residual desde la planta de Calcinación y Sinter hasta termoeléctrica. Para la construcción y evaluación del algoritmo se usaron las expresiones fundamentales de balance de energía y el procedimiento adecuado que permite el cálculo de las pérdidas de calor en un sistema, además del software profesional MATHCAD versión 13. Con los resultados finales del algoritmo es posible establecer una comparación entre las pérdidas de temperatura en el transporte cuando se tiene la presencia del material aislante en la tubería y sin la presencia del mismo.

En la tabla 3.1 se muestra un resumen de los resultados obtenidos, aplicando el algoritmo de la figura 3.1, las pérdidas de calor con la presencia del material aislante tienen un valor de 43,68 kW y sin la presencia del material de 187,5 kW.

La evaluación de las pérdidas de calor en el transporte del agua residual no es un criterio suficiente para instalar el material aislante, es necesario, además, tener en cuenta otros criterios relacionados con las pérdidas de temperatura y costos de inversión. Las pérdidas de temperatura (tabla 3.1) con la presencia de material aislante tienen un valor de $\Delta T=0,115$ °C, sin la presencia de material aislante el valor se incrementa hasta $\Delta T=0,507$ °C. La diferencia entre ambos valores es prácticamente insignificante, el agua residual, sin material aislante en la tubería, tiene una temperatura final de 71,5 °C. El análisis anterior demuestra que no es necesario aislar el sistema,

con ello no se incurre en los gastos relacionados con esta actividad (costo del material aislante, costo de mano de obra y costo de mantenimiento).

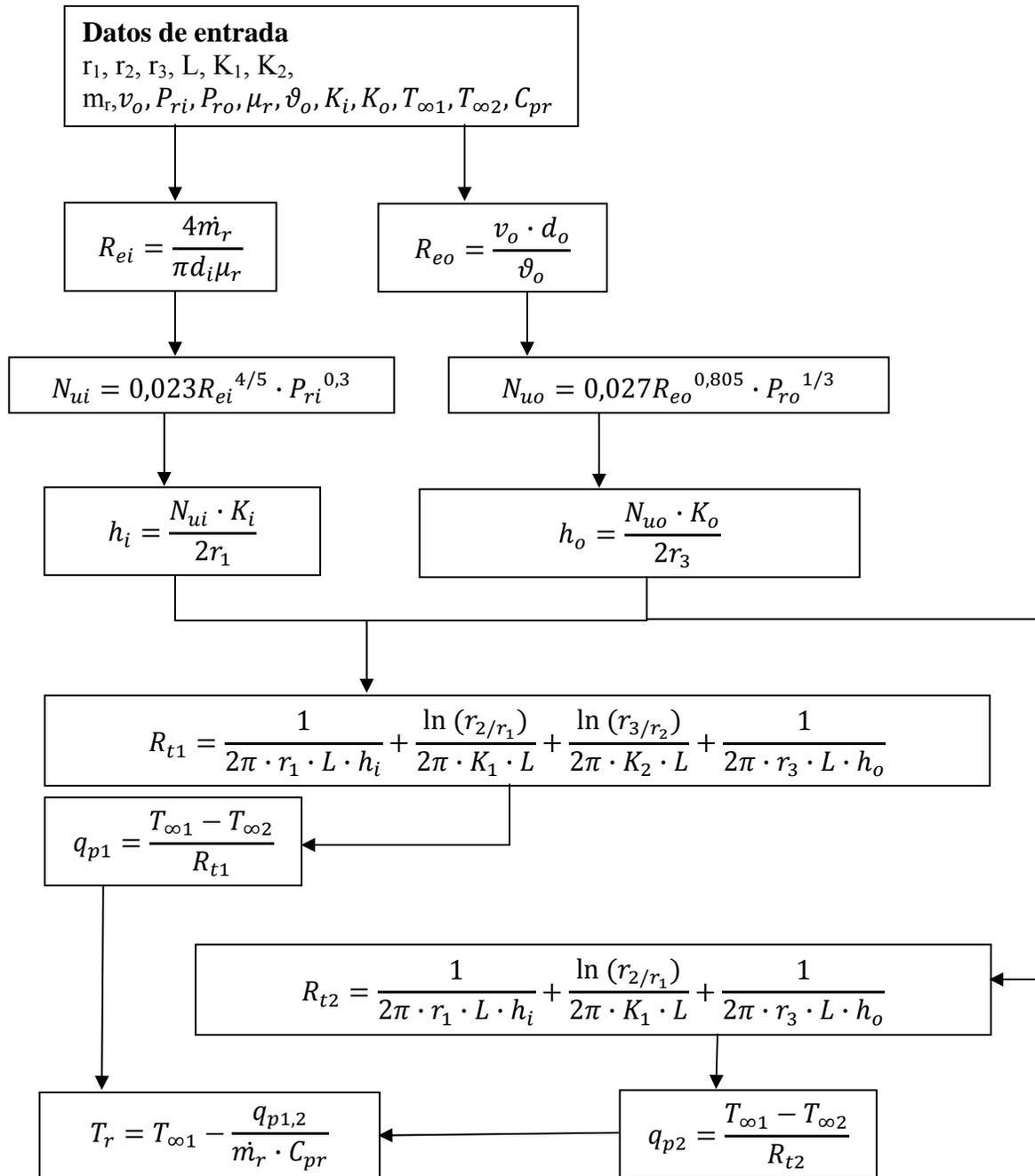


Figura 3.1. Algoritmo para el cálculo de las pérdidas de temperatura en el transporte del agua residual

Tabla 3.1. Resultados del cálculo de las pérdidas de temperatura en el transporte del agua residual.

Parámetros	Resultados
Número de Reynolds por el interior del conducto (R_{ei})	964900
Número de Reynolds por el exterior del conducto (R_{eo})	66080
Número de Nusselt por el interior del conducto (N_{ui})	1845
Número de Nusselt por el exterior del conducto (N_{uo})	182,5
Coefficiente de transferencia de calor por convección en el interior del conducto (h_i)	4109 W/m ² K
Coefficiente de transferencia de calor por convección en el exterior del conducto (h_o)	13,7 W/m ² K
Resistencia total con la presencia del material aislante (R_{t1})	1,109x10 ⁻³ K/W
Resistencia total sin la presencia del material aislante (R_{t2})	2,507x10 ⁻⁴ K/W
Pérdidas de calor con la presencia del material aislante (q_{p1})	43680 W
Pérdidas de calor sin la presencia del material aislante (q_{p2})	187500 W
Temperatura final del agua residual con la presencia del material aislante (T_{r1})	71,9 °C
Temperatura final del agua residual sin la presencia del material aislante (T_{r2})	71,5 °C

3.3. Análisis de los resultados en la selección del intercambiador de calor

En la figura 3.2 se expone el algoritmo para la selección del intercambiador de calor. Las expresiones usadas corresponden a los intercambiadores de placas debido a la mayor eficiencia que se obtiene en el proceso de intercambio térmico.

La selección del área de transferencia de calor se realizó a partir de un procedimiento iterativo donde se compara el valor del coeficiente global escogido acorde a la literatura referenciada para el trabajo de los fluidos agua-agua (U) y el obtenido mediante el cálculo hidráulico del equipo (U_1). El proceso de iteración culmina cuando la diferencia (U_1-U) tiende a cero.

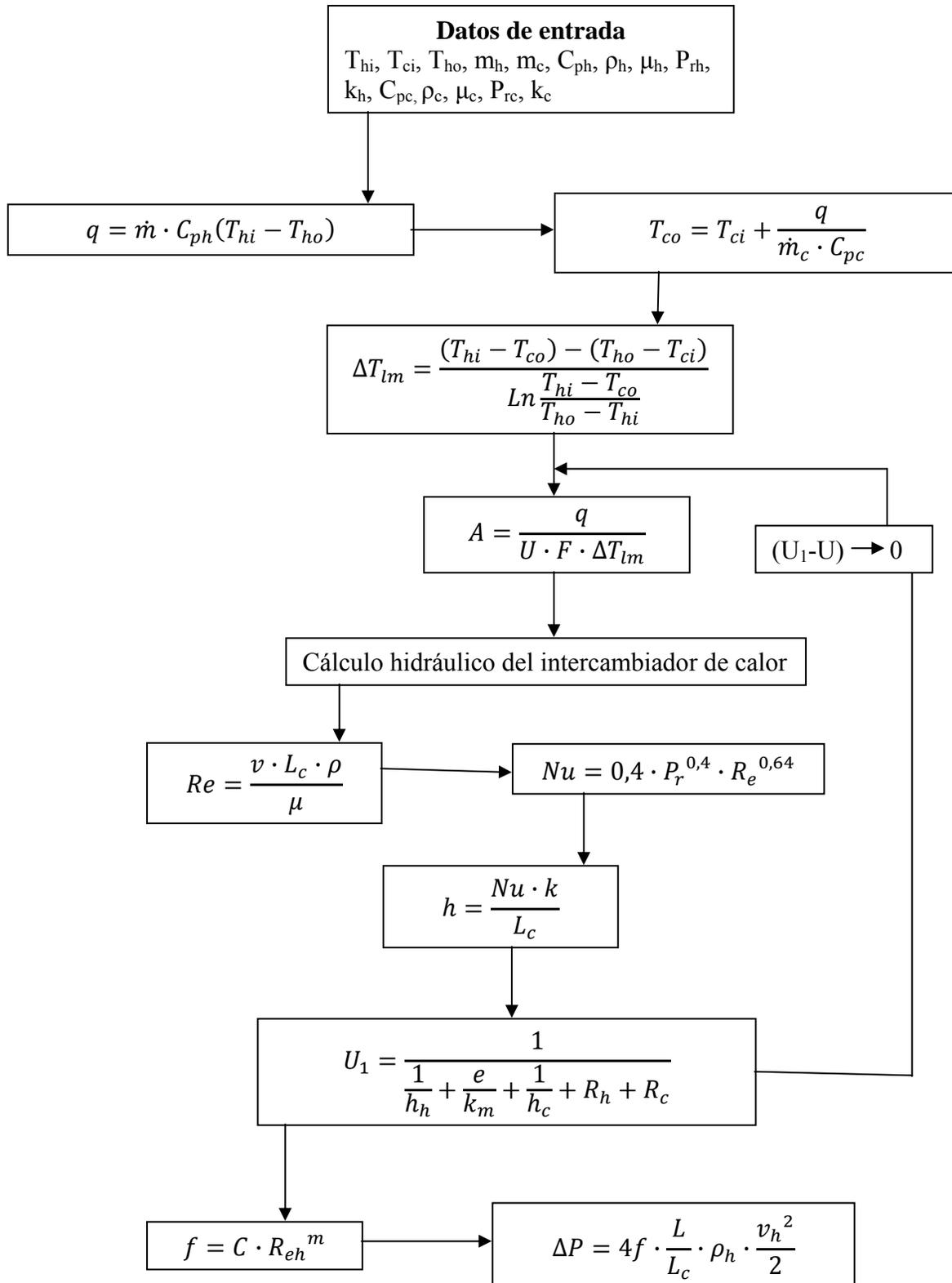


Figura 3.2. Algoritmo para la selección del intercambiador

En la tabla 3.2 se expone un resumen de los principales resultados del cálculo del área de transferencia de calor. El coeficiente global de transferencia de calor, luego del proceso iterativo, tiene un valor de $2034 \text{ W/m}^2\text{K}$. El intercambiador de calor seleccionado es de tipo placas de la firma Alemana GEA ECOFLEX, con un área de intercambio térmico de 550 m^2 .

Tabla 3.2. Principales resultados del cálculo del área de transferencia de calor

Parámetros	Resultados
Flujo de calor transferido (q)	11711 kJ/s
Temperatura de salida del agua desmineralizada (Tco)	336K
Temperatura media logarítmica (ΔT_{lm})	10,88K
Relación de capacidades caloríficas (R)	0,89
Efectividad del intercambiador (P)	0,8
Factor de corrección (F)	0,97
Área de transferencia de calor (A)	545 m^2
Factor de fricción (f)	0,243
Pérdida de presión en el intercambiador de calor (ΔP)	12912 Pa

Características del intercambiador de calor seleccionado

- Área de transferencia de calor: 550 m^2
- Número de placas: (N=200)
- Área superficial por placas: ($A_p = 3 \text{ m}^2$)
- Longitud característica del canal ($L_c=0,01\text{m}$)
- Espesor de las placas ($e=1\text{mm}$)
- Altura de las placas en la dirección del flujo ($L=2,75\text{m}$)
- Máxima velocidad en el canal ($V=0,09 \text{ m/s}$)
- Tipo de material de las placas: Acero inoxidable AISI 316
- Conductividad térmica del material ($K_m=13,4 \text{ W/mK}$)
- Presión máxima de trabajo, hasta 3 MPa
- Temperatura máxima de trabajo, hasta $260 \text{ }^\circ\text{C}$

3.3.1. Principales resultados del cálculo hidráulico del intercambiador de calor

En la tabla 3.3 se exponen los resultados del cálculo hidráulico del intercambiador de calor, en el mismo se verifica el área de transferencia de calor seleccionada. Los subíndices h y c representan los fluidos caliente y frío, respectivamente.

Tabla 3.3. Valores del cálculo hidráulico del intercambiador de calor.

Tipo de fluido	v (m/s)	Re	Nu	h (W/m ² K)	U_1 (W/m ² K)	A_1 (m ²)
Agua residual (h)	0,03	6037	166,38	10810	2034	545
Agua desmineralizada (c)	0,028	40090	651,38	40910		

3.4. Análisis de los resultados del cálculo verificativo del sistema de bombeo de agua residual desde la planta de Calcinación y Sinter hasta la presa de Cola.

En la figura 3.3 se expone el algoritmo para la construcción de la curva característica de trabajo de la bomba con el sistema, en ella se tienen en cuenta las pérdidas locales que se producen en el intercambiador de calor y restantes accesorios así como las pérdidas por rozamiento en longitudes horizontales y verticales del sistema.

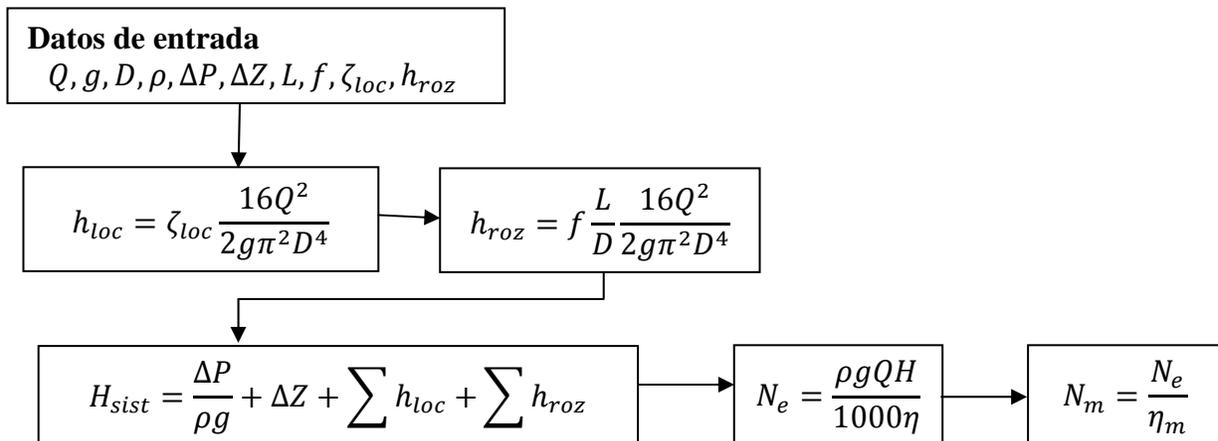


Figura 3.3. Algoritmo para el cálculo de la potencia del motor en el sistema de bombeo de agua residual

En la figura 3.4 se obtuvo el trabajo conjunto de la bomba con el sistema, se determinó que el punto de operación se encuentra a un caudal $Q=380 \text{ m}^3/\text{h}$ y altura de carga $H=37,56 \text{ m}$, en la tabla 3.4 se muestra un resumen de los principales parámetros calculados. El valor de la potencia

del motor (59,3 kW) se encuentra por debajo de la potencia instalada (75 kW), lo que garantiza el trabajo estable de la máquina con el sistema.

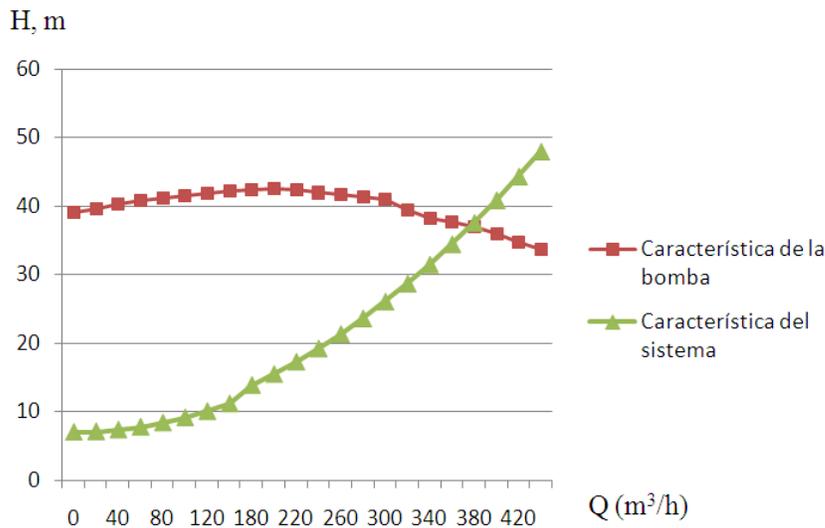


Figura 3.4. Trabajo conjunto de la máquina con el sistema

Tabla 3.4. Principales resultados del cálculo en el sistema de bombeo del agua residual

Parámetros	Resultados
Longitud total (L)	4086,5 m
Número de Reynolds (Re)	965402
Rugosidad de la tubería (e_1)	0,2 mm
Coefficiente de fricción (f)	0,022
Carga real que entrega la máquina (H)	37,56 m
Caudal de trabajo de la máquina con el sistema (Q)	380 m ³ /h
Potencia en el eje de la máquina (N_e)	56,3 kW
Potencia demandada por el motor (N_m)	59,3 kW

3.5. Valoración económica

3.5.1. Costo total del intercambiador de calor

Para la selección del intercambiador de calor se evaluaron ofertas de varias firmas productoras de estos equipos, RODABILSA, ININSER y GEA ECOFLEX. Luego de un análisis de las ofertas recibidas se determinó que la mejor fue la realizada por la firma alemana GEA ECOFLEX teniendo en cuenta criterios de ahorro energético en el calentamiento del agua desmineralizada,

menores incrustaciones del equipo y facilidades de mantenimiento. El costo total es de 119824,84 EUR, incluyendo los costos de embalaje+Puesta F.O.B, flete, seguro y costo financiero, en la tabla 3.5 se expone un resumen del costo total de la oferta.

Tabla 3.5. Costo total del intercambiador de calor de placas

Descripción	Precio (EUR)
Intercambiador de calor tipo J185 MGS-16, juego de 200 placas con juntas de gomas EPDM. Juego de placas de 1 mm de espesor de material acero inoxidable AISI 316, incluyendo 200 juntas en EPDM.	110106,92
Embalaje+Puesta F.O.B	4555,30
flete	3115,85
Seguro	896,00
Costo financiero	1150,77
Total de la oferta	119824,84

3.5.2. Factibilidad de la inversión

En la tabla 3.6 se muestran los principales resultados del ahorro de vapor mediante el calentamiento del agua de alimentación a las calderas con el uso del calor proveniente del agua residual. Es posible ahorrar 3,6 t/h de vapor, esto permite el uso del vapor de las extracciones no reguladas y reguladas de los turbogeneradores en otras actividades propias de la empresa, dentro de ellas se destacan:

- Precaentamiento del petróleo antes de entrar a los generadores de vapor.
- Precaentamiento del petróleo antes de entrar a las cámaras de combustión del proceso de secado y hornos de reducción.
- Uso del vapor en los satélites para mantener la temperatura del petróleo en el transporte. del mismo a los diferentes consumidores de la empresa.
- Cocción de los alimentos.

Lo anterior permite mayor eficiencia en procesos importantes de la empresa, tales como: generación del vapor, secado, hornos de reducción, lixiviación, entre otros. El tiempo de recuperación de la inversión, considerando el costo total del intercambiador de calor, es de 2,04 años.

Tabla 3.6. Resultados del análisis de la factibilidad de la inversión

Descripción	Valor
Ahorro de vapor por concepto del uso del calor del agua residual en el calentamiento del agua de alimentación a las calderas	3,6 t/h
Producción de vapor sobrecalentado en un generador de vapor	150 t/h
Consumo de combustible	11,32 t/h
Índice de consumo	13,25 t/t
Costo de producción de 1 tonelada de vapor	18,67 EUR
Ahorro por concepto de uso del intercambiador de calor (considerando el 10% del costo de la producción del vapor)	58878 EUR/año
Costo total del intercambiador de calor	119824,84 EUR
Tiempo de recuperación de la inversión	2,04 años

3.6. Impacto ambiental

La protección del medio ambiente es uno de los problemas científico - técnicos más complejos que enfrenta la humanidad actualmente. El desarrollo vertiginoso de la industria en los últimos años ha llevado a niveles sin precedentes, la contaminación de la atmósfera y las aguas con sustancias nocivas al hombre, los animales y plantas.

En Cuba, donde desde el triunfo de la revolución se ha desarrollado notablemente la industria, no está exento de esta problemática, aunque la contaminación ambiental no alcanza aún los niveles de los países altamente industrializados.

A nivel mundial los generadores de vapor consumen más de la tercera parte de la cantidad total del combustible extraído, por lo que ejercen gran influencia sobre el medio ambiente. Lo anterior está condicionado por los siguientes factores:

1. La emisión a la atmósfera de gran cantidad de gases y partículas producto de la combustión, causantes de afecciones respiratorias en la población que vive en las áreas afectadas y daños al ecosistema.
2. La contaminación física, química y térmica de aguas superficiales y subterráneas de ríos, mares y lagos con los consiguientes efectos secundarios sobre los ecosistemas acuáticos y sobre el hombre.

3. La evacuación de aguas contaminadas con petróleo y otras sustancias químicas.
4. Contaminación del suelo con el consiguiente deterioro de sus propiedades, destruyendo la vegetación y limitando sus posibles usos agrícolas y forestales.

Durante la combustión del petróleo en los hornos de los generadores de vapor se expulsan a la atmósfera, con los gases producto de la combustión, los siguientes compuestos (figura 3.5).

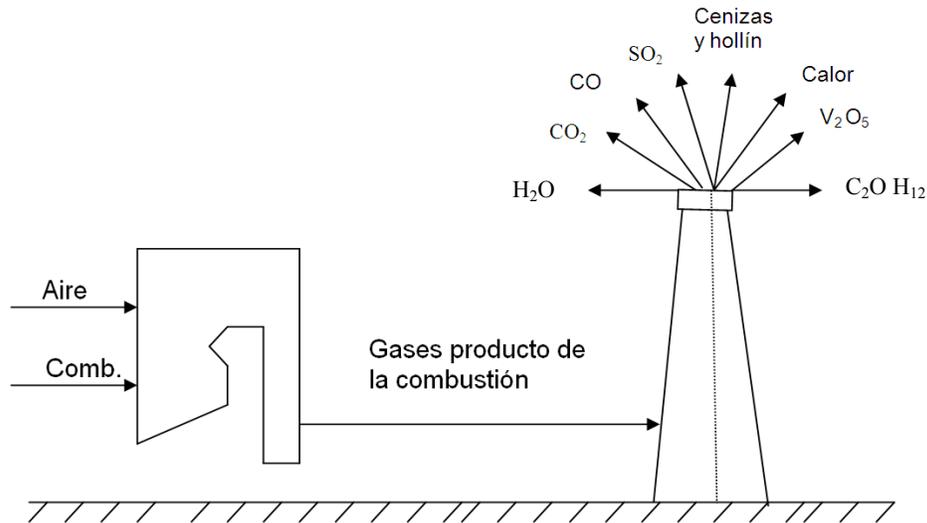


Figura 3.5. Interacción de un generador de vapor con el medio ambiente

Leyenda

- Óxidos de Azufre: SO_2 y SO_3 .
- Óxidos de Nitrógeno: NO y NO_2
- Partículas de Ceniza.
- Pentóxido de Vanadio: V_2O_5 .
- Productos de incombustión mecánica y química.
 - a) Monóxido de Carbono; CO
 - b) Benzopireno; $\text{C}_2\text{O H}_{12}$.
 - c) Hidrocarburos del tipo: CH_4 y C_2H_4 .

También están presentes en los gases producto de la combustión los sedimentos de las superficies de calentamiento desprendidos durante su limpieza. La mayor parte de estos compuestos poseen un alto grado de toxicidad y ejercen una influencia nociva sobre el hombre y la naturaleza.

La disminución de la emisión de óxidos de nitrógeno se puede lograr por medio de la desulfuración del combustible. Una disminución considerable de la emisión de óxidos de nitrógeno y algunas sustancias cancerígenas es posible con la organización correcta del proceso

de combustión en los hornos de los generadores de vapor. Las sustancias contaminantes ejercen una gran influencia sobre el hombre y la naturaleza.

A la atmósfera llegan sustancias contaminantes procedentes de los generadores de vapor y otras industrias, así como procedentes del transporte automotor y otras fuentes de contaminación creadas por la acción del hombre.

Se ha podido comprobar que la contaminación ocasionada por las emisiones gaseosas y de metales pesados en suspensión, resultantes de la combustión de hidrocarburos tanto de las plantas de generación eléctrica y las industrias como de los automóviles y hogares, constituye una de las causas principales de las enfermedades de las vías respiratorias, la piel y diversos tipos de cáncer. De las sustancias contenidas en los gases producto de la combustión sólo son inofensivos para el hombre los vapores de agua, el dióxido de carbono, el oxígeno y el nitrógeno. Los otros compuestos, en mayor o menor grado, son nocivos.

Investigaciones realizadas confirman el hecho de que el SO_2 en la atmósfera se oxida hasta SO_3 el cual a su vez reacciona con la humedad del aire, y se obtiene como resultado ácido sulfúrico (H_2SO_4). Este proceso se acelera visiblemente en presencia de radiación solar y de partículas de polvo muy pequeñas, que constituyen catalizadores de esta reacción.

De acuerdo a la influencia de las sustancias contaminantes sobre el organismo humano, las mismas pueden clasificarse de la siguiente forma:

1. Sustancias de alta peligrosidad: Pentóxido de Vanadio; V_2O_5 y Benzopireno; $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$.
2. Sustancias de mediana peligrosidad: Dióxido de Nitrógeno; NO_2 y Dióxido de Azufre, SO_2 .
3. Sustancias de baja peligrosidad: Monóxido de Nitrógeno; NO y Trióxido de Azufre; SO_3 .

Todo lo anteriormente expresado permite afirmar que en el mundo actual la interacción humanidad - medio ambiente tiene un carácter global y es de intensidad creciente. El medio ambiente afectado, directa o indirectamente por la acción humana, comprende la totalidad de la atmósfera y de la hidrósfera, e incluso partes cada vez más profundas de la litósfera y engloba, por lo tanto, la biosfera en su conjunto.

De todas las formas de actividad humana, quizás la más contaminante y degradante del medio ambiente es la relativa al manejo de los recursos energéticos, es decir, su extracción, conversión, transporte y consumo. Más del 80 % del dióxido de azufre, del 50 % de los óxidos de nitrógeno, y del 30 al 40 % de las partículas en suspensión emitidos a la atmósfera, proceden de los generadores de vapor que queman combustibles fósiles, las calderas industriales y los sistemas de

calefacción. Estos contaminantes son transportados por el viento y las nubes, produciendo sus efectos adversos en áreas muy distantes del lugar de la emisión en forma de depósito o de lluvias ácidas.

3.6.1. Situación actual de la CTE con referencia a los gases producto de la combustión

La planta Termoeléctrica cuenta con 5 Calderas para la producción de vapor de proceso y para la generación de energía eléctrica, como elemento fundamental para reducir la contaminación de la atmósfera con los productos de la combustión y su efecto en la población circundante está la chimenea de la planta con una altura de 160m para lograr una dispersión de estos productos evitando su concentración en las inmediaciones, utilizando chimeneas altas, los gases con hollín expulsados en las capas altas de la atmósfera, se propagan en ellas, lo cual reduce considerablemente la concentración de las impurezas nocivas. Los elementos contaminantes del proceso de la combustión del petróleo en lo fundamental son los siguientes:

- Monóxido de carbono (CO).
- Dióxido de carbono (CO₂).
- Hollín.
- Pentóxido de Vanadio (V₂O₅).
- Dióxido de azufre (SO₂).

Monóxido de carbono

Está presente en los gases de la combustión que se expulsan por la chimenea cuando este proceso es incompleto, no permite que el mayor por ciento del carbono se transforme en dióxido de carbono. El sistema de combustión presenta algunas dificultades en las cuales se trabaja para eliminarlas mediante la incorporación de quemadores de mejor calidad fabricados en talleres más especializados, en estos momentos se evalúa un prototipo que debe mejorar sustancialmente este problema.

Dióxido de carbono

Este gas producto de la combustión es un efecto que está estrechamente ligado al proceso y es de donde proviene la mayor cantidad de la energía que se aprovecha en la producción del vapor por lo que su expulsión a la atmósfera es una consecuencia que no puede separarse de la

industrialización, el mismo es incoloro y en este caso el efecto se minimiza con respecto a las termoeléctricas tradicionales de nuestro país como Renté, Nuevitas, Felton, etc. debido a que en esta planta el dióxido de carbono se utiliza en el proceso productivo y por tanto un por ciento de este no se envía a la atmósfera.

Hollín

Se produce de igual manera que el Monóxido de Carbono y en la actualidad se toman medidas para evitar que se expulsan a la atmósfera las partículas de carbón no quemado, aumentando el exceso de aire y controlando el proceso de combustión, con la implementación de quemadores más eficientes logrando disminuir de forma apreciable este efecto. Indudablemente las medidas tomadas han mejorado la situación en comparación con años anteriores (Hernández. J. N (2006); estas medidas son:

- Reparaciones capitales a las calderas.
- Mejor control de la combustión.
- Concientización de los operadores del efecto de una mala combustión.
- Modernización de la Central Termoeléctrica.

Pentóxido de Vanadio

Este elemento no es apreciable en los gases que se expulsan por la chimenea ya que depende del tipo de combustible utilizado en el proceso, el proceso objeto de estudio tiene un contenido bajo de vanadio.

Dióxido de azufre

Es un producto de la combustión y depende del tipo de combustible utilizado y del contenido de azufre en el mismo, el combustible usado en estos momentos (Crudo Mejorado) tiene un por ciento alto de azufre por lo que las concentraciones de Dióxido de azufre en los gases es apreciable en este caso la medida fundamental para la mitigación de su efecto es la utilización de aditivos.

3.6.2. Situación actual de la CTE referente a los vertimientos líquidos debido al tratamiento químico del agua y lavado de las calderas

El tratamiento de desmineralización del agua en la planta de tratamiento químico, tiene residuales ácidos y básicos producto del lavado y la regeneración de los filtros que son tratados en la planta de neutralización. Esta planta cuenta con un sistema de tanques, bombas y sistema de dosificación de ácido y sosa para la neutralización. El proyecto en su concepción presenta deficiencias que no permiten la correcta neutralización en el tiempo que necesita el proceso, por lo que se ha modificado. Las mejoras introducidas son las siguientes:

- Levantamiento del sistema de mezclado con aire para mejorar la neutralización de las aguas agresivas.
- Montaje de una bomba adicional en el sistema.
- Reparación de los drenajes del tanque.
- Montaje de un nuevo instrumento para medir el PH.

3.6.3. Perspectivas futuras de la planta respecto a los gases de la combustión y su evacuación por la chimenea

La CTE está inmersa en las negociaciones para la modernización de sus equipos fundamentales (Turbogeneradores, Calderas y Sistema de Combustible) lo cual redundará en una mejoría de los elementos contaminantes que expulsa al medio ambiente, situando de esta forma las concentraciones de los principales gases contaminantes dentro de las normas permisibles a nivel mundial. Las nuevas calderas garantizan normas de emisión comparables con las de países europeos.

Además se incrementaran los consumos de dióxido de carbono en el proceso, por lo que disminuirán los volúmenes que se vierten por la chimenea, causando una mejora de las condiciones medioambientales en la comunidad.

Todo lo antes expuesto, junto con la altura de la chimenea de la Central Termoenergética permitirá disminuir el impacto ambiental de la planta.

El proyecto de modernización incluye una mejora sustancial en cuanto a los vertimientos líquidos, por cuanto está prevista la construcción de una piscina de neutralización con sus equipos auxiliares donde verterán todos los drenajes contaminantes para su tratamiento.

3.7. Conclusiones del capítulo III

- Las pérdidas de temperatura, en el transporte del agua residual desde la planta de Calcinación y Sinter hasta la Termoeléctrica, se encuentran por debajo de 1°C .
- La bomba instalada, en el sistema de transporte del agua residual, garantiza el trabajo estable con el sistema para las nuevas condiciones de explotación de la instalación.
- El análisis de las ofertas, para la selección del intercambiador de calor, determinó que la mejor fue la realizada por la firma alemana GEA ECOFLEX teniendo en cuenta criterios de ahorro energético en el calentamiento del agua desmineralizada, menores incrustaciones del equipo y facilidades de mantenimiento. El coeficiente global de transferencia de calor, luego de un proceso iterativo, tiene un valor de $2034 \text{ W/m}^2\text{K}$.
- Los avances alcanzados en la CTE provocados por el proyecto de modernización introducen mejoras sustanciales en la contaminación medioambiental que presenta la planta respecto a los gases producto de la combustión y los vertimientos líquidos que corresponden al tratamiento químico del agua y el lavado de las calderas.

CONCLUSIONES

1. La caracterización del agua residual de la planta de Calcinación y Sinter expone coincidencia con los patrones establecidos. La concentración de amoníaco es inferior a 2.6 g/l, los sólidos totales tienen un valor promedio de 6,1g/l y la concentración de níquel no sobrepasa los 0,2 g/l.
2. La evaluación de las pérdidas de calor en el transporte del agua residual determinó que no es necesario aislar el sistema. El agua residual, sin material aislante en la tubería, tiene una temperatura de 71,5 °C a la entrada del intercambiador de calor.
3. El trabajo conjunto de la bomba con el sistema para las nuevas condiciones se realiza con los siguientes parámetros: $Q= 380\text{m}^3/\text{h}$, $H=37,56$ m. La demanda de potencia es de 59,3 kW inferior a la potencia del motor instalado de 75 kW.
4. Con el uso de un algoritmo iterativo se seleccionó un intercambiador de calor para el aprovechamiento de la energía térmica que posee el agua residual. El equipo seleccionado es de tipo placas de la firma alemana GEA ECOFLEX, con un área de intercambio térmico de 550 m². El costo total del equipo es de 119824,84 EUROS y el tiempo de recuperación de la inversión es de 2,04 años.



RECOMENDACIONES

1. Instalar un intercambiador de calor de prueba para el aprovechamiento del calor proveniente del agua residual de la planta de Calcinación y Sinter.
2. Realizar corridas experimentales para comprobar la efectividad del intercambiador de calor y su incidencia en la eficiencia del generador de vapor.
3. Tomar en consideración las incrustaciones que provoca el uso del agua residual en la evaluación del intercambiador de calor.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Anderson, D. A (2007). Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Taylor & Francis, Bristol, PA. USA.
2. Bergles, a. E. (2005). Prediction of the effects of temperature-dependent fluid properties on laminar heat transfer, low Reynolds Number Flow Heat Exchanger, 451 – 471, Hemisphere, Washington, DC.
3. Betancourt R. A. (2005). Interc. V1.12. software para el cálculo y selección de intercambiadores de calor. Trabajo de Diploma. 90 p. ISMM, Cuba.
4. Buen D. V. (1985). Introducción a la mecánica de fluidos y transferencia de calor. Editorial Marcombo, S.A. Barcelona, España.
5. Hernández. J. N (2006). Diagnóstico térmico verificativo de los generadores de vapor insertados en la Central Termoeléctrica de la empresa “Ernesto Ché Guevara”. Trabajo de diploma. ISMM. Cuba.
6. Herrera, O. (1986). Equipos de transferencia de calor. Edición Revolucionaria. La Habana. Cuba.
7. Holman, J. P (2000). Fundamentos de Transferencia de Calor. 8va Edición. Mc Graw Hill. U.S.A.
8. Incropera F. P. and David P. W. (2002). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons. New York. U.S.A.
9. Izquierdo M. M (2002). Intercambiadores de calor de placas. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad de Carlos Tercero. Madrid, España.
10. James, C.A. (2005). The application of Uncertainty Analysis to cross-flow Heat Exchanger Performance Predictions, ASME/JSME Thermal Eng. Conf.
11. Kays, W. M. y A.L. London (1984), Compact heat Exchanger, 3ra ed., McGraw-Hill, Nueva York.
12. Kern, D. Q (1985). Procesos de Transferencia de Calor. Editorial Mc Graw Hill. España.
13. Kreith, F. B (2002). M. Principios de Transferencia de Calor. Editorial Thomson Learning. Madrid, España.

14. Manual de Operaciones de la CTE (2005). Central Termoeléctrica de la Empresa “Ernesto Che Guevara”. Moa, Cuba.
15. Manual de Operaciones Calcinación (2005). Planta de Calcinación y Sinter de la Empresa “Ernesto Che Guevara”. Moa, Cuba.
16. Ramesh K. S (2003). Fundamentals of heat exchanger design. Editorial John Wiley & Sons. New York, E.U.A.
17. Ramos P. N. (1999). Bombas Ventiladores y Compresores. Editorial ISPJAE, Ciudad de La Habana, Cuba.
18. Rodríguez S. L (2008). Evaluación del Calentador de Baja Presión de la Termoeléctrica “Lidio Ramón Pérez” de Felton. 48P. ISMM. Cuba.
19. Streeter V. L; et all (1999). Mecánica de los fluidos. Novena edición. McGraw-Hill. ISBN 958-600-987-4. E.U.A.
20. Sundén B (2006). Computer Simulations in Compact Heat Exchangers. Computational Mechanics Publications. Southampton, UK.
21. Wang C (2004). Comprehensive Study of Convex-Louver and Wavy Fin and Tube Heat Exchangers. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. Volume 12, Number 3, pages 423-430. USA.
22. Webb, R. L (2003); Compact heat Exchangers, Heat exchanger Design handbook, section 3.9, Hemisphere publishing, New York.