

FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS Y DE LA SALUD CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS MEDIANTE UN ESTUDIO TEÓRICO PARA EL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AMONÍACO

> MALLA PEÑA JESSICA TATIANA INGENIERA QUÍMICA

> > MACHALA 2022

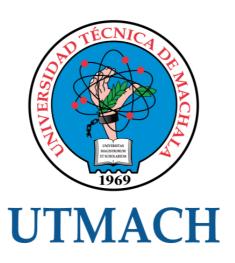


FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS Y DE LA SALUD CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS MEDIANTE UN ESTUDIO TEÓRICO PARA EL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AMONÍACO

> MALLA PEÑA JESSICA TATIANA INGENIERA QUÍMICA

> > MACHALA 2022



FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS Y DE LA SALUD CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA

EXAMEN COMPLEXIVO

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS MEDIANTE UN ESTUDIO TEÓRICO PARA EL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AMONÍACO

> MALLA PEÑA JESSICA TATIANA INGENIERA QUÍMICA

CARCHI TANDAZO TANYA ALEXANDRA

MACHALA, 14 DE FEBRERO DE 2022

MACHALA 14 de febrero de 2022

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS MEDIANTE UN ESTUDIO TEÓRICO PARA EL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AMONÍACO

por Jessica Tatiana Malla Peña

Fecha de entrega: 25-feb-2022 03:08p.m. (UTC-0500)

Identificador de la entrega: 1770921909

Nombre del archivo: ESTUDIO_TE_RICO_PARA_EL_PROCESO_DE_CALENTAMIENTO_DE_AMON_ACO.pdf

(1.07M)

Total de palabras: 7383 Total de caracteres: 37077

CLÁUSULA DE CESIÓN DE DERECHO DE PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL

La que suscribe, MALLA PEÑA JESSICA TATIANA, en calidad de autora del siguiente trabajo escrito titulado DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS MEDIANTE UN ESTUDIO TEÓRICO PARA EL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE AMONÍACO, otorga a la Universidad Técnica de Machala, de forma gratuita y no exclusiva, los derechos de reproducción, distribución y comunicación pública de la obra, que constituye un trabajo de autoría propia, sobre la cual tiene potestad para otorgar los derechos contenidos en esta licencia.

La autora declara que el contenido que se publicará es de carácter académico y se enmarca en las dispociones definidas por la Universidad Técnica de Machala.

Se autoriza a transformar la obra, únicamente cuando sea necesario, y a realizar las adaptaciones pertinentes para permitir su preservación, distribución y publicación en el Repositorio Digital Institucional de la Universidad Técnica de Machala.

La autora como garante de la autoría de la obra y en relación a la misma, declara que la universidad se encuentra libre de todo tipo de responsabilidad sobre el contenido de la obra y que asume la responsabilidad frente a cualquier reclamo o demanda por parte de terceros de manera exclusiva.

Aceptando esta licencia, se cede a la Universidad Técnica de Machala el derecho exclusivo de archivar, reproducir, convertir, comunicar y/o distribuir la obra mundialmente en formato electrónico y digital a través de su Repositorio Digital Institucional, siempre y cuando no se lo haga para obtener beneficio económico.

Machala, 14 de febrero de 2022

MALLA PEÑA JESSICA TATIANA

1719315176

DEDICATORIA

El presente trabajo investigativo lo dedico a Dios por haberme dado la vida, salud y sabiduría para valorar los triunfos y aprender de los momentos difíciles, también a mi madre por haber creído siempre en mí, por su apoyo incondicional y por haberme guiado con amor y paciencia en mi formación tanto profesional y como ser humano.

AGRADECIMIENTO

Quiero dar mi gratitud a Dios por haber sostenido mi mano cada día a lo largo de toda mi carrera universitaria y de mi vida personal.

A la persona más importante en mi vida, mi amiga y confidente, a quien me enseñó desde muy pequeña, no dejarme limitar por las adversidades y que todo se puede lograr a través de la constancia y perseverancia, eternamente agradecida con mi madre Marieta Peña, un ejemplo de valentía, capacidad y superación.

También agradezco a mi hermano Bryan por ser mi inspiración para alcanzar cada meta y objetivo que me proponga, por ser quien con su buen sentido del humor hace más llevaderas cualquier circunstancia que esté atravesando.

A mi gran amigo Julio que considero un hermano, gracias por ser parte de muchas vivencias que siempre me llenaron de alegría y por darme fuerzas y ánimos en los momentos más difíciles.

Doy gracias a los docentes quienes con sus conocimientos, paciencia y tiempo dedicado supieron guiarme en todo el proceso para la obtención de mi título universitario.

Finalmente a mi familia y amigos que estuvieron compartiendo conmigo los buenos y malos momentos en la ciudad de Machala, haciéndome sentir como en casa con su aprecio y apoyo incondicional.

RESUMEN

El presente escrito tiene como propósito el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos mediante un estudio teórico para el calentamiento de amoníaco. Se determinó que el principio básico para diseñar este tipo de equipos consiste en establecer los parámetros iniciales: temperatura de los fluidos y el diámetro interno de las tuberías. Por otro lado, se seleccionaron los criterios de diseño, los cuales consistieron en dos fases: diseño técnico y diseño térmico. El diseño técnico consistió principalmente en la elección del material más apropiado para lograr un rendimiento óptimo de operación, en este caso fue el acero inoxidable; mientras para el diseño térmico se establecieron los siguientes parámetros: número de Reynolds (Re), número de Nusselt (Nu), flujos volumétricos (v), capacidades caloríficas (C), coeficientes de convección (h), coeficiente de transferencia de calor global (U), entre otros.

Finalmente, después de aplicar una metodología esquematizada de cálculo como el que se estableció en este documento, se obtuvieron los principales parámetros térmicos para el diseño del intercambiador de calor de tubos concéntricos que son: diámetro interior (D₁) de 100 mm, diámetro exterior del tubo interior (D₂), diámetro interior del tubo exterior (D₃), espesor (e) y longitud (L); con el cual se logró elevar la temperatura del amoníaco líquido (NH₃) de 20°C a 62,54°C empleando como medio de calefacción agua a 80°C y, obteniendo una eficiencia del 70,9% para su utilización en la síntesis de urea granulada en la industria de los fertilizantes.

Palabras claves: intercambiador de calor, diseño, tubos concéntricos, amoníaco.

ABSTRACT

The purpose of this writing is the design of a concentric tube heat exchanger through a

theoretical study for heating ammonia. It was determined that the basic principle for

designing this type of equipment consists in establishing the initial parameters:

temperature of the fluids and the internal diameter of the pipes. On the other hand, the

design criteria were selected, which consisted of two phases: technical design and thermal

design. The technical design consisted mainly in the choice of the most appropriate

material to achieve optimal operating performance, in this case it was stainless steel;

while for the thermal design the following parameters were established: Reynolds number

(Re), Nusselt number (Nu), volumetric flows (v), heat capacities (C), convection

coefficients (h), global heat transfer coefficient (U), among others.

Finally, after applying a schematic calculation methodology such as the one established

in this document, the main thermal parameters for the design of the concentric tube heat

exchanger were obtained, which are: internal diameter (D1) of 100 mm, external diameter

of the inner tube (D2), inner diameter of the outer tube (D3), thickness (e) and length (L);

with which it was possible to raise the temperature of liquid ammonia (NH3) from 20°C

to 62.54°C using water at 80°C as heating medium and, obtaining an efficiency of 70.9%

for its use in the synthesis of granulated urea in the fertilizer industry.

Keywords: heat exchanger, design, concentric tubes, ammonia.

IV

INDICE

DEDICATORIA	I
AGRADECIMIENTO	II
RESUMEN	III
ABSTRACT	IV
INDICE DE GRÁFICOS	VIII
INDICE DE TABLAS	VIII
ÍNDICE DE ABREVIATURAS	IX
1. INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS	2
Objetivo general	2
Objetivos específicos	
2. DESARROLLO	3
2.1 MARCO TEÓRICO	3
2.1.1. Calor	3
2.1.2. Mecanismos de Transferencia de Calor	3
2.1.2.1. Conducción	3
2.1.2.1.1. Ley de Fourier	4
2.1.2.2. Convección	5
2.1.2.3. Radiación	5
2.1.3. Intercambiadores de Calor	5
2.1.4. Intercambiadores de Calor de Tubos Concéntricos	6
2.1.4.1. Ventajas y Desventajas	6
2.1.4.2. Aplicaciones Industriales	7
2.1.4.3. Materiales de fabricación	7
2.1.5. Normativa de diseño	8
2.1.5.1. Normativa TEMA	9
2.1.5.2. Normativa ASME	
2.1.5.2.1. Requerimientos generales	9
2.1.5.2.2. Proceso de fabricación	9
2.1.5.2.3. Materiales	9
2.1.5.3. Aspectos de seguridad	10
2.1.6. Amoníaco (NH ₃)	10
2.1.6.1. Propiedades físicas y químicas	11

2.1.6.2. Aplicaciones	11
2.1.7. Parámetros para el diseño del Intercambiadores de calor de tubos o 12	concéntricos
2.1.7.1. Consideraciones	12
2.1.7.2. Variables	12
2.1.7.3. Número de Reynolds	12
2.1.7.4. Número de Nusselt	13
2.1.7.5. Coeficiente Global de Transferencia de Calor	13
2.1.7.6. Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM)	14
2.2. METODOLOGÍA	15
2.2.1. Planteamiento del problema	15
2.2.2. Planteamiento del caso	15
2.2.3. Diagrama de flujo del cálculo de diseño	16
2.2.3.1. Configuración geométrica	17
2.2.3.2. Cálculo del coeficiente de transmisión por convección del amon (NH ₃) (fluido frío)	-
2.2.3.3. Cálculo del número de Nusselt	19
2.2.3.4. Coeficiente de transmisión de calor por convección del amoníac	co (NH ₃)19
2.2.3.5. Cálculo del coeficiente de transmisión por convección del agua caliente)	,
2.2.3.6. Cálculo del número de Nusselt del agua	20
2.2.3.7. Coeficiente de transmisión de calor por convección del agua	21
2.2.3.8. Cálculo del coeficiente de transferencia global de calor: U	21
2.2.3.9. Cálculo de la capacidad calorífica	22
2.2.3.10. Cálculo de la superficie de intercambio térmico del radio exteninterior	
2.2.3.11. Número de unidades de transferencia de calor NTU	23
2.2.3.11. Cálculo de las temperaturas de salida	24
2.2.3.12. Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM)	26
2.2.3.13. Calor de intercambio en los tubos	26
2.2.3.14. Cálculo de la eficiencia térmica del intercambiador de calor	26
2.3. RESULTADOS	27
2.3.1. Temperaturas de entrada y salida	27
2.3.2. Cálculo de las temperaturas de salida de los fluidos	27
2.3.3. Coeficiente de transmisión de calor por convección	28
2.3.4. Cálculo del coeficiente de transferencia global de calor: U	28
2.3.5. Cálculo de la canacidad calorífica de los fluidos	28

2.3.6. Cálculo de la superficie de intercambio térmico del radio exterio interior	or del tubo 28
2.3.7. Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM)	
2.3.8. Calor de intercambio entre los tubos	28
2.3.9. Cálculo de la eficiencia térmica del intercambiador de calor	28
2.3.10. Discusión	29
3. CONCLUSIONES	31
BIBLIOGRAFIA	32
ANEXOS	36

INDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Transmisión de calor en placa delgada4
Gráfico 2. Intercambiador de calor de tubo concéntrico
Gráfico 3. Triángulo amarillo
Gráfico 4. Diagrama de flujo del cálculo de diseño
INDICE DE TABLAS
Tabla 1. Aplicación Industrial
Tabla 2. Materiales de fabricación
Tabla 3. Propiedades del amoníaco (NH3) 11
Tabla 4. Aplicaciones del amoníaco (NH ₃) 11
Tabla 5. Variables de diseño 12
Tabla 6. Datos de los fluidos 16
Tabla 7. Diámetro de los tubos del intercambiador
Tabla 8. Temperaturas de salida de los flujos
Tabla 9. Cuadro de resultados

ÍNDICE DE ABREVIATURAS

Re número de Reynolds

Nu número de Nusselt

C capacidad calorífica (J/kg·K)

h coeficiente de convección (W/m K)

U coeficiente de transferencia de calor global (W/m² K)

NTU número de unidades de transmisión de calor

DTLM diferencia de temperatura logarítmica media (K)

D₁ diámetro interior (mm)

D₂ diámetro exterior del tubo interior (mm)

D₃ diámetro interior del tubo exterior (mm)

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad con el crecimiento poblacional se ha generado un aumento sustancial del consumo de todo tipo de recursos tanto renovables como no renovables, los gobiernos y autoridades mundiales han tenido la obligación de encontrar nuevas opciones para conservar energía debido a la industrialización de países en desarrollo, la utilización de sistemas de intercambiado de calor se sitúa como una de las opciones más viables.¹

Los intercambiadores de calor son equipos generalmente usados para el transporte y recuperación de energía térmica mediante la interacción de dos fluidos, de alta y baja temperatura. Estos equipos son empleados en diversos campos industriales y domésticos como: industria farmacéutica, automovilística, refrigeración, industria alimentaria, petroquímica, entre otros.² Existen diversos tipos de intercambiadores, todos varían según la necesidad del fabricante, tipo de flujo o configuración; sin embargo, los más conocidos son: intercambiador de tubo y coraza, intercambiadores de tubos concéntricos, intercambiador tipo serpentín e intercambiador de placas conjuntas.²

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos son los más habituales y aplicados en el campo de la transferencia de calor. El diseño es simple, consta de dos tubos dispuestos concéntricamente, en la cual uno de los fluidos ya sea frío o caliente se desplaza a través del tubo y el otro a través del anillo. Es posible llevar a cabo dos tipos de arreglos: flujo paralelo y en contracorriente. En el flujo paralelo la dirección de ambas sustancias es igual, en el régimen contracorriente el flujo circula de forma opuesta.³

Para diseñar un intercambiador de calor es transcendental considerar algunos aspectos fundamentales como: las propiedades físico-químicas de los fluidos que se desplazarán por su interior, materiales de fabricación y gastos operativos. Por otro lado, existen métodos convencionales para el cálculo y análisis del comportamiento de la transferencia de calor partiendo de los datos experimentales como: la Diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) y la efectividad–número de unidades de transferencia (ε-NUT).⁴ Bajo este enfoque, el presente caso práctico tiene como objetivo diseñar un intercambiador de calor de tubos concéntricos mediante su fundamentación para la aplicación en la industria química.

OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar un intercambiador de calor de tubos concéntricos mediante un estudio teórico para el proceso de calentamiento de amoníaco.

Objetivos específicos

- Buscar los fundamentos teóricos básicos para el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.
- Identificar los criterios de diseño necesarios para la construcción de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.
- Realizar el diseño del intercambiador de calor de tubos concéntricos para su uso en el calentamiento de amoníaco.

2. DESARROLLO

2.1 MARCO TEÓRICO

2.1.1. Calor

El calor es generalmente conocido como la energía térmica transferida de una sustancia u objeto a otro fluyendo de caliente (mayor temperatura) a frío (menor temperatura). En muchos casos el calor y la temperatura llegan de cierta manera a significar lo mismo, sin embargo, en términos estrictamente de definición, el calor y la temperatura son diferentes ⁵

Luego de llevarse a cabo la transferencia, el calor se almacena como energía interna en el objeto receptor.⁶

2.1.2. Mecanismos de Transferencia de Calor

Generalmente el calor se transfiere de tres formas: conducción, convección y radiación. Es posible su transferencia a través de mismos estados de la materia solo si existe una diferencia de temperatura ya sea frío o caliente y, solo hacia el objeto de menor temperatura. Adicionalmente, los mecanismos y leyes que rigen los tres tipos de transferencia de calor son bastante diferentes, no obstante, interactúan en procesos comunes.⁷

2.1.2.1. Conducción

El mecanismo de conducción se define como el flujo de energía a través de una sustancia en los tres estados de la materia desde una región de temperatura mayor a una menor. La conducción de calor se produce por interacciones atómicas o moleculares. Este mecanismo conlleva la transmisión de calor de un objeto a otro adyacente como una colisión inelástica en el caso de fluidos, como oscilaciones en sólidos no conductores de electricidad y como movimientos de electrones en sólidos conductores como los metales.⁸

Las conductividades de los materiales varían ampliamente, siendo mayor para los metales, menor para los no metales, aún menor para los líquidos y menor para los gases. Cualquier material que tenga una conductividad baja puede considerarse un aislante.⁹

2.1.2.1.1. Ley de Fourier

El fenómeno de conducción es posible explicarlo matemáticamente mediante la Ley de Fourier, que describe el flujo de calor constante desde una superficie a la temperatura t_1 a una superficie paralela en t_2 es directamente proporcional a t_1 - t_2 , el área (A) y el tiempo de flujo τ , e inversamente proporcional a la distancia l entre los dos planos. En el gráfico 1 se observa la forma de transmisión de calor en una placa delgada. Estos factores se modifican mediante un coeficiente k que explica la naturaleza conductora de calor de la sustancia particular entre los dos planos. Por lo tanto, el flujo de calor Q está dado de acuerdo a la ecuación $1:^{10}$

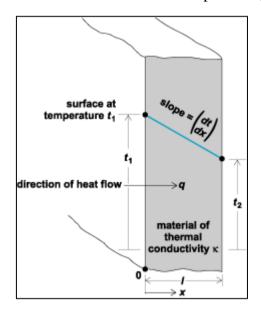


Gráfico 1. Transmisión de calor en placa delgada

Fuente: 10

$$Q = kA \frac{t_1 - t_2}{l} \tag{1}$$

Sin embargo, en términos de la tasa de flujo en el tiempo $q = \frac{Q}{\tau}$ a través de una capa delgada dx, en la que el cambio de temperatura es dt se convierte de acuerdo a la ecuación 2:

$$q = -kA\frac{dt}{dx} \tag{2}$$

El signo menos se incluye convencionalmente para hacer q positivo cuando el calor fluye en la dirección creciente de x, ya que $\frac{dx}{dt}$ es entonces negativo. Aunque esta ecuación fue

propuesta por primera vez por el astrónomo, físico y matemático francés Jean-Baptiste Biot (1774-1862), lleva el nombre del físico matemático francés Joseph Fourier en honor a las extensas contribuciones de Fourier a la teoría de la conducción de calor. ¹¹

2.1.2.2. Convección

Se conoce como convección de calor a la cesión de energía térmica mediante la acción física de un fluido (líquido, gas o plasma) de un lugar a otro. La convección de calor se lleva a cabo mediante la mezcla de moléculas de un fluido, generalmente líquido o gas con el cuerpo de otro fluido por contacto íntimo con una superficie fría o caliente. La transferencia de calor en la superficie fría o caliente es por conducción. Por esta razón, este tipo de transferencia no puede ocurrir sin conducción. 12

El movimiento del fluido para producir la mezcla puede deberse enteramente a diferencias de densidad resultantes de distintas temperaturas de forma natural o forzada.¹³

2.1.2.3. Radiación

La radiación consiste en la energía irradiada por sólidos, líquidos y gases como resultado de su temperatura. La radiación es uno de los tres métodos básicos de transferencia de calor. La radiación de calor se transmite en forma de ondas electromagnéticas y cubre todo el espectro electromagnético, desde ondas de radio hasta infrarrojos. De la mayoría de los cuerpos calientes de la Tierra, esta energía radiante se encuentra principalmente en la sección infrarroja. 14

Este tipo de energía es única en el sentido de que no es necesaria ninguna sustancia conductora, como ocurre con la conducción y la convección. Es esta propiedad única la que hace posible la transferencia de grandes cantidades de energía del exterior hacia nuestro planeta, o la transferencia de calor de un calentador radiante en el hogar. 15

2.1.3. Intercambiadores de Calor

Se conoce como intercambiador de calor a un equipo que transfiere energía térmica de un fluido de alta temperatura a uno de baja temperatura. Los intercambiadores de calor se utilizan en todas las industrias de procesos, generación de energía, industria de alimentos y fabricación en todo el mundo. Generalmente los fluidos están separados por el material de fabricación ya sea acero, aluminio o cobre.⁴

Estos equipos se pueden identificar en términos de flujo y construcción. En términos de flujo, se pueden dividir en flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. En términos de

construcción, se pueden clasificar en intercambiadores de calor de carcasa y tubo, de tubo concéntrico y de tubo con aletas. La elección de un intercambiador de calor para una aplicación determinada depende de la aplicación en sí, los recursos disponibles, el espacio, las conexiones existentes en el campo, eficiencia, etc.³

2.1.4. Intercambiadores de Calor de Tubos Concéntricos

Un intercambiador de calor de tubo concéntrico generalmente consiste en una tubería colocada en la parte central, mientras otra de mayor apertura la envuelve adicionalmente. Cuenta con accesorios y válvulas adecuadas para controlar el flujo, un fluido circula a través del tubo interior y otro se desplaza mediante el espacio anular. Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos pueden ubicarse en varias configuraciones en serie y en paralelo para cumplir con los requisitos de caída de presión y diferencia de temperatura media. ¹⁶ En el gráfico 2 se puede observar la configuración de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.

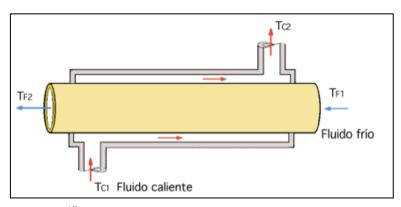


Gráfico 2. Intercambiador de calor de tubo concéntrico

Fuente: 17

2.1.4.1. Ventajas y Desventajas

Los intercambiadores de tubos concéntricos se utilizan principalmente cuando se requiere calentar o enfriar de forma sensible fluidos cuando el área de transferencia de calor es pequeña. Otra ventaja que presenta este tipo de intercambiador es el diámetro de la tubería permitiendo trabajar los fluidos a altas presiones.³

La principal desventaja es que los intercambiadores de calor de tubos concéntricos ocupan mucho espacio y costosos por área de superficie de transferencia, por tal motivo es importante establecer de manera correcta los parámetros de operación y evitar costos elevados de fabricación.³

2.1.4.2. Aplicaciones Industriales

La aplicación de los intercambiadores de calor de tubos concéntricos varía de acuerdo al campo industrial y al objetivo con que se fabrica. A continuación, en la tabla 1 se exponen algunos ejemplos de aplicaciones:

Tabla 1. Aplicación Industrial

]	Intercambiadores de calor en la Industria
Industria	Procesamiento de lácteos, elaboración de cervezas, vinos y en
Alimentaria	ingenios azucareros.
Industria Química	Calentamiento y enfriamiento en procesos químicos.
Industria	Control de temperatura en líneas de producción.
Farmacéutica	
Industria	Fabricación de perfumes y productos faciales.
Cosmética	
Industria	Recuperación de energía térmica de la condensación.
Petroquímica	
Industria	Calentamiento en la aplicación de pintura.
Automovilística	

Fuente: 18

Como se observa en la tabla 1, la utilización de intercambiadores de calor de tubos concéntricos es amplia, abarcando varios sectores industriales, esto implica que en el mercado existan intercambiadores de diferentes tamaños, diseño y precio. Por lo tanto, con su diseño simple y su capacidad para operar bajo altas presiones, el intercambiador de calor de tubo concéntrico es un recurso valioso en muchas industrias para una variedad de propósitos, desde la industria alimentaria hasta la automovilística. ¹⁶

2.1.4.3. Materiales de fabricación

Se utiliza una variedad de materiales en el diseño de intercambiadores de calor de tubos concéntricos, que incluyen acero al carbono, acero inoxidable, cobre, bronce, latón, titanio y diversas aleaciones. Generalmente, la capa exterior está hecha de un metal duradero y de alta resistencia, como acero al carbono o acero inoxidable. Los tubos interiores requieren una combinación eficaz de durabilidad, resistencia a la corrosión y conductividad térmica. Los materiales habituales que se utilizan en su construcción son el cobre, el acero inoxidable y la aleación de cobre / níquel. Otros metales se utilizan en accesorios de dispositivos, bonetes de extremo y cabezales. 19

Tabla 2. Materiales de fabricación

Propiedades	Acero al	Carbono	Acero In	oxidable	Aluminio	Cobre
_	ASTM	ASTM	AISI	AISI	6061	B-88
	A53	A106	304	316		
Conductividad	47	52	15	15	200	388
térmica a 20 °C						
(W / m °C)						
Densidad	7850	7830	7930	7960	2740	7160
(kg/m^3)						
Coeficiente de	15x10 ⁻⁶	15x10 ⁻⁶	18x10 ⁻⁶	18x10 ⁻⁶	23x10 ⁻⁶	17x10 ⁻⁶
expansión						
térmica a 20 °C						
Temperatura	1200	1250	1450	1400	657	955
de fusión (°C)						
Resistencia a	330	400	460	460	214	303
la tensión a 20						
°C (MPa)						
Resistente a la	Baja	Baja	Alta	Alta	Alta	Media
corrosión						

Fuente: Elaborado por 19

Como se observa en la Tabla 2, los materiales mencionados son los que mayor uso tienen a nivel industrial en la fabricación de equipos de intercambio de calor y recomendados por la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), por otro lado, la elección del material en específico será responsabilidad del cliente o el diseñador del equipo.

2.1.5. Normativa de diseño

La fabricación de estos equipos conlleva un conjunto de fases que deben ejecutarse de forma ordenada y sistemática, dado que son muchos los requerimientos y aspectos técnicos que deben establecerse. Por otro lado, están las especificaciones que el comprador desea incorporar al equipo y el campo de aplicación. Con el tiempo se han venido desarrollando normas con procesos estandarizados de manejo y recomendaciones de seguridad, con el objetivo de mejorar y optimizar la fabricación de un intercambiador de calor. Dentro de las normativas están: TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association) y ASME (American Society of Mechanical Engineers). ²⁰

2.1.5.1. Normativa TEMA

Son normas y especificaciones realizadas por personas experimentadas en el campo de los intercambiadores de calor. Las normas TEMA brindan al fabricante una serie de parámetros y aspectos que se deben tomar en cuenta divididas en varias secciones como:²¹

- Tolerancias de fabricación
- Información general de fabricación y rendimiento
- Instalación, operación. y mantenimiento
- Relaciones térmicas
- Propiedades físicas de los fluidos
- Información general
- Buenas prácticas recomendadas²¹

Las normas TEMA además informan al fabricante los aspectos que debe considerar antes de iniciar el arranque de un equipo, guiarse en las hojas de seguridad y especificaciones en caso de observar que algo no está funcionando de manera correcta y a la vez que pueda causar un accidente o que involucre la seguridad y salud del operador.²¹

2.1.5.2. Normativa ASME

Las normas ASME contiene lineamientos que conciernen a todas las fases que conlleva la construcción y mantenimientos de equipos térmicos, para la cual se describe a través de tres aspectos:²²

2.1.5.2.1. Requerimientos generales

Esta sección trata principalmente de los criterios y condiciones del diseño como: temperaturas, presiones, condiciones de los fluidos, ecuaciones, configuraciones geométricas, diámetro de tuberías y aspectos de seguridad que se debe considerar.²³

2.1.5.2.2. Proceso de fabricación

Establece las fases que conlleva el ensamblaje de las partes del equipo y la carga de presión que deban soportar por el desplazamiento de los fluidos.²³

2.1.5.2.3. Materiales

Trata principalmente de los materiales que normalmente se utilizan para la fabricación de los intercambiadores de calor como: acero inoxidable, aleaciones, hierro reforzado, entre otros.²³

2.1.5.3. Aspectos de seguridad

Para el manejo de un intercambiador de calor de tubos concéntricos es importante cumplir con algunos lineamientos de seguridad antes y después de la utilización de estos equipos en el sitio de trabajo.

Gráfico 3. Triángulo amarillo



Fuente: 24

Generalmente en el área donde se está trabajando con un equipo intercambiador de calor, existirán señaléticas como el grafico 3, las cuales notifican al operador una advertencia de seguridad y exposición al riesgo de sufrir un daño o lesión corporal.²⁴

Según el manual para el manejo de intercambiadores de calor de tubos concéntricos²⁵, es necesario tomar precaución de la indumentaria de acuerdo a la tarea asignada para evitar los riegos de un accidente en el manejo de químicos, altas temperaturas, ruido, manejo de objetos pesados, daños en el rostro.

Generalmente el equipo de protección personal de un operador consta de: calzado de seguridad para evitar daños en los pies, casco protector para proteger principalmente lesiones en la cabeza, gafas protectoras para evitar daños en los ojos y guantes de protección para precautelar el peligro de accidentes en las manos, ver anexo 4.²⁶

2.1.6. Amoníaco (NH₃)

El amoníaco es un compuesto que se presenta en estado líquido y gaseoso, generalmente es encontrado en estado natural como también puede ser sintetizado a partir de agua y aire, en estado gaseoso se caracteriza por presentar un olor muy fuerte. En la mayoría de los casos se distribuye de manera líquida. El amoníaco tiene muchas aplicaciones, generalmente se lo utiliza para la fabricación de abonos, sin embargo, también se lo utiliza en el campo textil, plásticos y explosivos.²⁷

2.1.6.1. Propiedades físicas y químicas

En condiciones ambientales el amoníaco se presenta como gas incoloro, más ligero que el aire con propiedades inflamables. En condiciones atmosféricas superiores a 9 atm y 25 °C puede transformarse en estado líquido, en la tabla 3 se presenta las propiedades físicas y químicas del amoníaco:²⁷

Tabla 3. Propiedades del amoníaco (NH₃)

Propiedades	Valor
Estado físico	Gas, líquido, solución
Peso molecular (g/mol)	17,03
Punto de ebullición (°C, 760 mm Hg)	-33,35
Presión de vapor (mm Hg)	6080 (20 °C anhidro)
Gravedad especifica (Agua=1)	0,6818 (líquido a -33,35 °C)
Densidad del vapor (Aire=1)	0,59
Límites de inflamabilidad (% vol)	16%-25%
Puntos de inflamación (°C)	No disponible
рН	11,6; solución acuosa 1 N
рН	

Fuente: 27

2.1.6.2. Aplicaciones

La mayor parte del amoníaco tiene como objetivo utilizarse en la industria de los fertilizantes, no obstante, también existen otros usos como: en la industria de pulpa y papel, explosivos, industria farmacéutica, plásticos y fibras; en la tabla 4 se observa algunas aplicaciones del amoniaco:²⁸

Tabla 4. Aplicaciones del amoníaco (NH₃)

Industria	Usos
Fertilizantes	Producción de: sulfato de amonio, (NH ₄) ₂ SO ₄ ; fosfato de amonio,
	(NH ₄) ₃ PO ₄ ; nitrato de amonio, NH ₄ NO ₃ ; urea, (NH ₂) ₂ CO.
Químicos	Síntesis de: ácido nítrico, HNO3 que se utiliza en la fabricación de
	explosivos como el TNT(2,4,6-trinitrotolueno), nitroglicerina que
	también se utiliza como vasodilatador (sustancia que dilata los
	vasos sanguíneos) y PETN (nitrato de pentaeritritol).
Explosivos	Nitrato de amonio, NH ₄ NO _{3.}
Fibras y	Nylon
plásticos	

Farmacéutica	Se aplica en la creación de medicamentos y vitaminas como la B,		
	nicotinamida (niacinamida) y tiamina.		
Pulpa y papel	El hidrógeno sulfito de amonio, NH4HSO3, permite el uso de		
	algunas maderas duras.		
20			

Fuente: 28

2.1.7. Parámetros para el diseño del Intercambiadores de calor de tubos concéntricos

2.1.7.1. Consideraciones

En lo que corresponde al diseño de intercambiadores de calor de tubos concéntricos es importante tener en cuenta que son varios los factores que pueden interferir en su rendimiento, por tal motivo es necesario considerar algunos aspectos como: costo de fabricación y operación, temperaturas, flujos másicos, caudales, mantenimiento del equipo y accesorio. Estas cuestiones dependerán en su mayoría del tipo de proceso que se vaya a llevar a cabo.²⁹

2.1.7.2. Variables

Para dar comienzo con el diseño de un intercambiador de tubos concéntricos, es fundamental contar con valores iniciales principalmente de las propiedades de los fluidos que se desplazarán por el interior de las tuberías. Estos datos serán esenciales para poder realizar los respectivos cálculos y determinar el dimensionamiento del equipo. Las variables principales se muestran en la tabla 5:²⁹

Tabla 5. Variables de diseño

Fluido 1		Fluido 2	2
Velocidad (m/s)	V	Velocidad (m/s)	V
Temperatura de	Ti	Temperatura de	Ti
entrada (°C)		entrada (°C)	

Fuente: 19

2.1.7.3. Número de Reynolds

Para establecer el comportamiento de los fluidos en el intercambiador de calor, es importante conocer su régimen de trabajo, laminar o turbulento, este fenómeno se lo puede determinar la ecuación 3 que corresponde al número de Reynolds:³⁰

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \tag{3}$$

Re= Numero de Reynolds

V= Velocidad (m/s)

 μ = Viscosidad dinámica (Pa. s)

v = Viscosidad cinemática (m².s)

 ρ = Densidad del flujo (Kg/m³)

2.1.7.4. Número de Nusselt

Este valor adimensional permite determinar la eficiencia de la transferencia de calor tomando en cuenta tanto el mecanismo de conducción como el de convección en una misma capa y, se lo representa con la ecuación 4:³⁰

$$Nu = 0.023 \, Re^{0.8} Pr^n \tag{4}$$

Re= Número de Reynolds

Pr= Número de Prandtl

n= 0.3 para enfriamiento

n=0,4 para calentamiento

2.1.7.5. Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Este parámetro permite analizar la resistencia generada por la superficie del material que existe dentro del intercambiador de calor, al momento de llevarse a cabo la transferencia entre fluidos mediante convección, conducción y radiación.³⁰

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_2}{r_1 h_{NH3}} + \frac{r_2}{k} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h_{H2O}}}$$
 (5)

U = coeficiente global de transferencia de calor (W/m² K)

r² = radio del diámetro exterior del tubo interior (m)

 r^1 = diámetro del tubo interior (m)

 h_{NH3} = Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m² K)

 h_{H2O} = Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m 2 K)

k = coeficiente de conductividad térmica del acero (W/m K)

2.1.7.6. Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM)

Existen varias formas de valorar la efectividad de un intercambiador de calor, por ejemplo, está la Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM), es importante considerar esta fórmula porque toma en cuenta la transferencia de energía térmica teniendo como referencia las temperaturas del fluido, coeficientes de calor y áreas superficiales.¹⁹

Para el cálculo de la DTLM se emplea la siguiente ecuación 6:

$$\Delta T_{tm} = \frac{\left(T_c - T_f\right)_{sal} - \left(T_c - T_f\right)_{ent}}{\ln\left(\frac{\left(T_c - T_f\right)_{sal}}{\left(T_c - T_f\right)_{ent}}\right)} \tag{6}$$

ΔT_{tm =} Diferencia de temperatura logarítmica media (°C)

T_c = Temperatura de fluido caliente (°C)

T_f = Temperatura de fluido frío (°C)

Luego para evaluar la transferencia de calor en el equipo de tubos concéntricos se aplica la ecuación 7:

$$Q = UA\Delta T_{tm} \tag{7}$$

U = coeficiente global de transferencia de calor (W/m² °C)

A = superficie de transferencia (m²)

ΔT_{tm} = Diferencia de temperatura logarítmica media (°C)

2.2. METODOLOGÍA

2.2.1. Planteamiento del problema

La industria de los fertilizantes cada día busca mejores alternativas para optimizar sus procesos químicos en la obtención de productos con alto valor nutricional de nitrógeno (N), fósforo (P) y potasio (K). El material más usado para la elaboración de fertilizantes es la urea granulada. La síntesis de urea granulada conlleva una serie de etapas tanto físicas como químicas, para la cual los principales componentes de alimentación son el dióxido de carbono CO₂ y el amoníaco líquido (NH₃) que ingresan en un reactor vertical que trabaja en un rango de 180-200 °C.³¹

En este trabajo se planteó diseñar un intercambiador de calor de tubos concéntricos para la línea de pre calentamiento del amoníaco líquido (NH₃) en una industria que sintetiza urea granulada. El objetivo es establecer los parámetros de diseño del intercambiador que permita el calentamiento del amoníaco líquido (NH₃), mediante la utilización de agua caliente para su acondicionamiento previo al proceso de alimentación.

2.2.2. Planteamiento del caso

Una industria que sintetiza urea posee un reactor que opera a 190 °C y 200 atm para la formación de carbonato de amonio, se cuenta con amoníaco líquido (NH₃) a 20°C, el cual se requiere calentarlo antes de ingresar al reactor junto con el dióxido de carbono (CO₂); para ello, se dispone de dos tuberías de acero concéntricos de diámetros interiores de 100 mm y 180 mm con un espesor de 7 mm cada uno. Por la tubería interior circula amoníaco líquido (NH₃), que ingresa a la temperatura de 20 °C y velocidad de 4 m/s, mientras que por el extremo opuesto del espacio anular circula agua a 80 °C y velocidad 2 m/s. La longitud de las tuberías es de 250 m y, la conductividad térmica del acero de 45 W/m°C. En la tabla 6 se observan las propiedades físico-químicas de los fluidos de operación.

Tabla 6. Datos de los fluidos

Parámetros	Amoníaco (NH ₃)	Agua (H ₂ O)
Densidad (ρ)	611 kg/m^3	$971.8 \text{ kg/m}^3;$
Calor específico (Cp)	4,5 kJ/Kg. °C	4,186 kJ /Kg. °C;
Coeficiente de conductividad (°C)	0,50 W/m °C;	0,66 W/m °C;
Viscosidad cinemática (v)	$0.36 \times 10-6 \text{ m}^2/\text{s};$	$0,356 \text{ x} 10\text{-}6 \text{ m}^2\text{/s}$
Numero de Prandtl	Pr = 1,46	Pr = 2,2

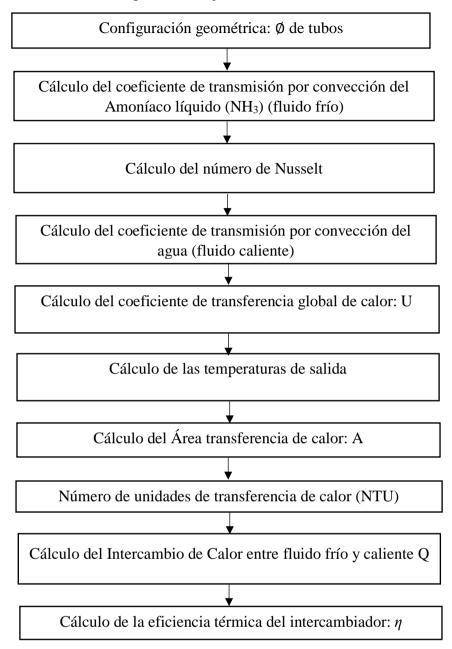
Fuente: Elaboración propia

Los datos de las propiedades termo físicas del agua, amoníaco y del acero, fueron tomadas del libro "Procesos de Transporte Operaciones Unitarias", C.J Geanklopis, 3ra Edición, apéndice A.2.3 pág. 944, A 2.5 pág. 945, A.3-13 pág. 969.³² y de Tablas y diagramas de propiedades (Sistema Internacional) por Cengel y Yunus.³³

2.2.3. Diagrama de flujo del cálculo de diseño

En el gráfico 4 se detalla el diagrama de flujo para el cálculo del diseño de un intercambiador de tubos concéntricos en el presente trabajo escrito.

Gráfico 4. Diagrama de flujo del cálculo de diseño



Fuente: Elaboración propia

2.2.3.1. Configuración geométrica

Para llevar a cabo los cálculos iniciales es necesario contar con el dimensionamiento del tubo interior y exterior del intercambiador de calor, los cuales se encuentran en la tabla 7:

Tabla 7. Diámetro de los tubos del intercambiador

Variables	Nomenclatura	Valor
Diámetro interior	D_1	100 mm
Diámetro exterior del tubo interior	D_2	120 mm
Diámetro interior del tubo exterior	D ₃	180 mm
Espesor	e	7 mm
Longitud de los tubos	L	250 m

Fuente: Elaboración propia

2.2.3.2. Cálculo del coeficiente de transmisión por convección del amoníaco líquido (NH₃) (fluido frío)

Para obtener el coeficiente de transmisión por convección es necesario tomar en cuenta que el amoníaco circula por el tubo interior para su calentamiento. Para la cual primero se calcula el flujo volumétrico con la ecuación 8:

$$q_{NH3} = VA \tag{8}$$

Donde:

V: velocidad de flujo del amoníaco por el interior de la tubería (m/s)

A: área del tubo interior (m²)

$$q_{NH3} = VA$$

$$q_{NH3} = 4\frac{m}{s} \cdot \frac{\pi (0.1m)^2}{4}$$

$$q_{NH3} = 0.031 \cdot \frac{m^3}{s} = 113.09 \cdot \frac{m^3}{h}$$

Luego para conocer el régimen que está experimentando el amoníaco en el tubo interior del intercambiador de calor, se procede a calcular el número de Reynolds con la ecuación (3) descrita en el apartado 2.1.7.3:

$$Re = \frac{VD_1}{v}$$

$$Re = \frac{4\frac{m}{s}(0.1 m)}{0.36x10^{-6}\frac{m^2}{s}}$$
(3)

$$Re = 1.11 \times 10^6$$

El amoníaco está experimentando un flujo turbulento.

2.2.3.3. Cálculo del número de Nusselt

El número de Nusselt se lo utiliza en el cálculo del coeficiente de convección por donde circula el amoníaco, para determinarlo se utiliza la ecuación de Dittus-Boelter descrita en la ecuación (4) del apartado 2.1.7.4:

$$Nu = 0.023 \, Re^{0.8} Pr^n \tag{4}$$

La incógnita "n" depende del fenómeno que está experimentando el fluido, n=0,3 para enfriamiento y n = 0,4 para calentamiento:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$
 $Nu = 0.023 (1.11 \times 10^6)^{0.8} (1.46)^{0.4}$
 $Nu = 1836.85$

2.2.3.4. Coeficiente de transmisión de calor por convección del amoníaco (NH₃)

Para calcular el coeficiente de transmisión de calor del amoníaco (NH3) se utilizó la ecuación 9:

$$h_{NH3} = \frac{Nuk_{NH3}}{D_1} \tag{9}$$

Donde:

Nu: número de Nusselt para el amoníaco (NH₃)

 k_{NH3} : coeficiente de conductividad térmica (W/m °C)

 D_1 = diámetro del tubo interior (m)

$$h_{NH3} = \frac{Nuk_{NH3}}{D_1}$$

$$h_{NH3} = \frac{(1836,85)(0,50 \frac{W}{m.°C})}{0,1 m}$$

$$h_{NH3} = 9184,25 \frac{W}{m^2°C}$$

2.2.3.5. Cálculo del coeficiente de transmisión por convección del agua (fluido caliente)

Para obtener el coeficiente de transmisión por convección es necesario recordar que el agua fluye entre el tubo exterior y el tubo interior, en una zona denominada anulo, por tal motivo se debe calcular ese espacio mediante el diámetro hidráulico con la ecuación 10:

$$D_H = 4 \left[\frac{\frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_3^2)}{\pi (D_3 + D_2)} \right]$$
 (10)

Donde:

D_H: Diámetro hidráulico (mm)

D₃: diámetro interior del tubo exterior (mm)

D₂: Diámetro exterior del tubo interior (mm)

$$D_H = 4 \left[\frac{\frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_3^2)}{\pi (D_3 + D_2)} \right]$$

$$D_H = D_3 - D_2$$

$$D_H = 180 \ mm - 120 \ mm$$

$$D_H = 60 mm$$

Luego para determinar el régimen que experimenta el agua en el anulo, se procede a calcular el número de Reynolds con la ecuación (3) descrita en el apartado 2.1.7.3:

$$Re = \frac{VD_1}{v} \tag{3}$$

$$Re = \frac{2\frac{m}{s}(0,06 m)}{0,356x10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 337078,65$$

El agua está experimentando un flujo turbulento.

2.2.3.6. Cálculo del número de Nusselt del agua.

El número de Nusselt se lo utiliza en el cálculo del coeficiente de convección por donde circula el agua, para determinarlo se utiliza la ecuación (4) de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n (4)$$

La incógnita "n" depende del fenómeno que está experimentando el fluido, n=0,3 para enfriamiento y n=0,4 para calentamiento:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$
 $Nu = 0.023 (337078,65)^{0.8} (2.2)^{0.3}$
 $Nu = 770.26$

n está trabajando con 0,3 dado que el agua está transfiriendo calor hacia el amoníaco.

2.2.3.7. Coeficiente de transmisión de calor por convección del agua

Para calcular el coeficiente de transmisión de calor del agua se utilizó la siguiente ecuación:

$$h_{H2O} = \frac{Nuk_{H2O}}{D_H} \tag{9}$$

Donde:

Nu: número de Nusselt para el agua

*K*_{*H2O*}: coeficiente de conductividad térmica (w/m K)

 D_H = diámetro hidráulico (m)

$$h_{H2O} = \frac{Nuk_{H2O}}{D_H}$$

$$h_{H2O} = \frac{(770,26)(0,66 \frac{W}{m.°C})}{0,06 m}$$

$$h_{H2O} = 8472,86 \frac{W}{m^2°C}$$

2.2.3.8. Cálculo del coeficiente de transferencia global de calor: U

Este cálculo permite identificar el calor transferido en la parte externa del tubo interior con la ecuación (5) descrita en el apartado 1.7.5:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_2}{r_1 h_{NH3}} + \frac{r_2}{k} ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h_{H2O}}}$$
 (5)

$$U_o = \frac{1}{50mm(9184,25 \frac{W}{m^2 ° C})} + \frac{0,06 m}{45 \frac{W}{m. ° C}} ln \frac{60 mm}{50 mm} + \frac{1}{8472,86 \frac{W}{m^2. ° C}}$$

$$U_o = 2033,44 \frac{W}{m^2. ° C}$$

2.2.3.9. Cálculo de la capacidad calorífica

Para el cálculo de la capacidad calorífica del amoníaco (NH₃) se aplicó la siguiente ecuación:

$$C_{NH3} = m. Cp ag{10}$$

Donde:

m = flujo másico del amoníaco (kg/h)

Cp.= calor especifico (kJ/kg. °C)

$$C_{NH3} = m.Cp$$

$$C_{NH3} = 69102,4 \frac{kg}{h}.4,5 \frac{kJ}{Kg^{\circ}C}$$

$$C_{NH3} = 310960,8 \frac{kJ}{h^{\circ}C} = 86,38 \frac{kJ}{S^{\circ}C}$$

En este caso, para determinar la capacidad calorífica del agua aún no se cuenta con el flujo volumétrico del agua, por lo cual será necesario calcularlo con la ecuación 11:

$$q_{H20} = Qv. \rho = A. v$$

$$q_{H20} = \frac{\pi (D_3^2 - D_2^2)}{4}. v$$
(11)

A: área donde circula el agua (m²)

 D_3 : diámetro interior del tubo exterior (m)

D2: Diámetro exterior del tubo interior (m)

v: velocidad del agua (m/s)

$$q_{H2O} = \frac{\pi (D_3^2 - D_2^2)}{4}.v.p$$

$$q_{H2O} = \frac{\pi (0.18^2 - 0.12^2)m^2}{4}.2 \frac{m}{s}$$

$$q_{H20} = 0.0282 \ \frac{m^3}{s} = 101.78 \ \frac{m^3}{h}$$

Para calcular la capacidad calorífica del agua será necesario transformar el flujo volumétrico en flujo másico:

$$C_{H2O} = m. Cp$$

$$C_{H2O} = 98917,19 \frac{kg}{h}.4,184 \frac{kJ}{Kg^{\circ}C}$$

$$C_{H2O} = 413869,52 \frac{kJ}{h.^{\circ}C} = 114,96 \frac{kJ}{s.^{\circ}C}$$

$$C_{NH3} = C_{min} = C_F = 86,38 \frac{kJ}{s.^{\circ}C}$$

$$C_{H2O} = C_{max} = C_F = 114,96 \frac{kJ}{s.^{\circ}C}$$

2.2.3.10. Cálculo de la superficie de intercambio térmico del radio exterior del tubo interior Para el cálculo del área de la superficie se utiliza la ecuación 12:

$$A = 2\pi r L \tag{12}$$

Donde:

r: radio del tubo interior (m)

L: longitud de la tubería (m)

$$A = 2\pi r L$$

$$A = 2\pi (0,06m)(250 m)$$

$$A = 94,25 m^{2}$$

2.2.3.11. Número de unidades de transferencia de calor NTU

Para calcular el número de unidades de transferencia de calor se utiliza la ecuación 13:

$$NTU = \frac{(A.U)}{C_{min}} \tag{13}$$

Donde:

A: superficie de intercambio de calor (m²)

U: coeficiente de transferencia global de calor (W/m².°C)

Cmin: capacidad calorífica mínima (NH₃) (J/s. °C)

$$NTU = \frac{(A.U)}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{(94,25 \ m^2.2033,44 \ \frac{W}{m^2 \, ^{\circ}\text{C}})}{86380 \ \frac{J}{s^{\circ}\text{C}}}$$

$$NTU = 2,2187$$

 C_{min} es la razón de capacidad térmica del amoníaco, A es el área de superficie y U es el coeficiente de transferencia global de calor.

Para calcular la razón de capacidades caloríficas (RC) se utiliza la ecuación 14:

$$R_C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{14}$$

Donde:

Cmin: capacidad calorífica mínima (NH₃)

 C_{max} : capacidad calorífica máxima (agua)

$$R_C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$R_C = \frac{86,38 \frac{kJ}{s \, ^{\circ}\text{C}}}{114,96 \frac{kJ}{s \, ^{\circ}\text{C}}}$$

$$R_{C} = 0,75$$

2.2.3.11. Cálculo de las temperaturas de salida

Para la calcular la temperatura de salida primeramente se obtiene el coeficiente (ε) con la ecuación 15:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left[NTU\left(\frac{C_{min}}{C_{max}} - 1\right)\right]}}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}e^{\left[NTU\left(\frac{C_{min}}{C_{max}} - 1\right)\right]}}$$
(15)

Donde:

NTU: número de unidades de transferencia de calor

Cmin: capacidad calorífica mínima (NH₃)

Cmax: capacidad calorífica máxima (agua)

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left[NTU\left(\frac{C_{min}}{C_{max}} - 1\right)\right]}}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}e^{\left[NTU\left(\frac{C_{min}}{C_{max}} - 1\right)\right]}}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left[2,2187\left(\frac{86,38\frac{Kj}{S^{\circ}C}}{114,96\frac{Kj}{S^{\circ}C}} - 1\right)\right]}}{1 - \frac{86,38\frac{kJ}{S^{\circ}C}}{114,96\frac{kJ}{S^{\circ}C}}e^{\left[2,2187\left(\frac{86,38\frac{kJ}{S^{\circ}C}}{114,96\frac{kJ}{S^{\circ}C}} - 1\right)\right]}}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left[2,2187(0,75-1)\right]}}{1 - 0,78e^{\left[2,2187(0,75-1)\right]}}$$

$$\varepsilon = \mathbf{0,7818}$$

Una vez obtenido el coeficiente (ε) se procede a calcular la temperatura de salida del amoníaco (NH₃) con la ecuación 16:

$$T_{F_2} = T_{F_1 +} (T_{C_1} - T_{F_1}) \varepsilon \frac{C_{min}}{C_F}$$
 (16)

Donde:

 T_{F2} : temperatura de salida del amoníaco (°C)

 T_{FI} : temperatura de entrada del amoníaco (°C)

 T_{CI} : temperatura de entrada del agua (°C)

 $C_{min} = C_F =$ capacidad calorífica mínima (kJ/s °C)

$$T_{F_2} = T_{F_1+} (T_{C_1} - T_{F_1}) \varepsilon \frac{C_{min}}{C_F}$$

$$T_{F_2} = 20 \text{ °C} + (80 \text{ °C} - 20 \text{ °C}) 0,7818x1$$

$$T_{F_2} = 62,54 \text{ °C}$$

2.2.3.12. Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM)

Para calcular la diferencia de temperatura logarítmica media se utiliza la ecuación (6) del apartado 1.7.6:

$$\Delta T_{tm} = \frac{\left(T_c - T_f\right)_{sal} - \left(T_c - T_f\right)_{ent}}{ln\left(\frac{\left(T_c - T_f\right)_{sal}}{\left(T_c - T_f\right)_{ent}}\right)}$$

$$\Delta T_{tm} = \frac{(62,54^{\circ}\text{C} - 17,46^{\circ}\text{C})_{sal} - (80^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C})_{ent}}{ln\left(\frac{(62,54^{\circ}\text{C} - 17,46^{\circ}\text{C})_{sal}}{(80^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C})_{ent}}\right)}$$

$$\Delta T_{tm} = 53,28^{\circ}\text{C}$$
(6)

2.2.3.13. Calor de intercambio en los tubos

Para evaluar la transferencia de calor en el equipo de tubos concéntricos se aplica la ecuación (7) del apartado 1.4.6:

$$Q = UA\Delta T_{tm}$$

$$Q = 2033,44 \quad \frac{w}{m^2 \text{°C}}.94,25 \text{ } m^2.53,28 \text{ °C}$$

$$Q = 10211203,64 \text{ } W = 10211,20 \text{ } kW$$

2.2.3.14. Cálculo de la eficiencia térmica del intercambiador de calor

Para calcular la eficiencia se utiliza la ecuación 17:

$$\eta = \frac{Tf_{f2} - Tf_{f1}}{Tc_2 - Tf_{f1}} \tag{17}$$

Donde:

 T_{F2} : temperatura de salida del amoníaco (°C)

 T_{FI} : la temperatura de entrada del amoníaco (°C)

 T_{C2} : temperatura de entrada del agua (°C)

$$\eta = \frac{Tf_{f2} - Tf_{f1}}{Tc_2 - Tf_{f1}}$$

$$\eta = \frac{62,54^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C}}{80^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C}}$$

$$\eta = 0,709 = 70,9\%$$

2.3. RESULTADOS

Una vez realizado los cálculos pertinentes para establecer los respectivos parámetros de diseño del intercambiador de calor de tubos concéntricos, se obtuvieron los siguientes resultados:

2.3.1. Temperaturas de entrada y salida

Tabla 8. Temperaturas de salida de los flujos

Temperatura de salida de los flujos	Nomenclatura	Resultados	
(°C)			
Temperatura del Amoníaco de salida	T_{F_2}	62 , 54 °C	
Temperatura del Agua de salida	T_{C_2}	17,46 °C	

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 8 se observan los resultados obtenidos de las temperaturas de salida de los flujos empleados en el intercambiador de calor de tubos concéntricos.

2.3.2. Cálculo de las temperaturas de salida de los fluidos

Para calcular la temperatura de salida del amoníaco líquido (NH₃) y el agua (H₂O), se utilizó la ecuación (18) en la cual existen dos variables ε y C_{min} . El método de eficiencia ε en este caso se lo utilizó como factor de corrección de la temperatura de salida aplicando la ecuación (15), en esta ecuación se utiliza el número de unidades de transferencia de calor NTU y la razón entre las capacidades caloríficas de ambos fluidos con la ecuación (14); por último, se obtuvo $T_{F_2} = 62,54$ °C para el amoníaco líquido (NH₃) y $T_{C_2} = 17,46$ °C para el agua.

2.3.3. Coeficiente de transmisión de calor por convección

Para calcular los valores se utilizó la ecuación (9) y se obtuvo para el amoníaco líquido (NH₃) $h_{NH3} = 9184,25 \frac{W}{m^2 \cdot c}$ y, para el agua $h_{H20} = 8472,86 \frac{W}{m^2 \cdot c}$. Para realizar este procedimiento en un inicio se requirió la aplicación del coeficiente de conductividad térmica (k) de ambos fluidos y el número de Nusselt.

2.3.4. Cálculo del coeficiente de transferencia global de calor: U

Este valor es esencial porque permite determinar el número de unidades de transferencia de calor NTU, se obtuvo $U_o=2033,44~\frac{W}{m^2.^\circ C}$.

2.3.5. Cálculo de la capacidad calorífica de los fluidos

Como se observa en la ecuación (10), para aplicar esta fórmula es necesario contar con q = flujo volumétrico y Cp = calor especifico de ambos fluidos, en este caso el flujo volumétrico para el amoníaco líquido (NH₃) se lo determinó con la ecuación 8 y se obtuvo $q_{NH3} = 113,09 \frac{m^3}{h}$, mientras que para el agua $q_{H20} = 101,78 \frac{m^3}{h}$, por último, resultó $C_{NH3} = 86,38 \frac{kJ}{s^{9}C}$ y $C_{H20} = 114,96 \frac{kJ}{s^{9}C}$.

2.3.6. Cálculo de la superficie de intercambio térmico del radio exterior del tubo interior

Se obtuvo mediante la ecuación (12) donde $A = 94,25 m^2$.

2.3.7. Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM)

Se la calculó a través de la ecuación 6 y se obtuvo $\Delta T_{tm} = 53,28$ °C.

2.3.8. Calor de intercambio entre los tubos

El intercambio de calor que se está llevando a cabo en los tubos concéntricos se lo obtuvo mediante la ecuación (7), el cual resultó $Q = 10211,20 \ kW$.

2.3.9. Cálculo de la eficiencia térmica del intercambiador de calor

Para determinar la eficiencia del intercambiador que se ha diseñado se aplicó la ecuación (17) y, se obtuvo una eficiencia aproximada del 70,9% con los parámetros establecidos al inicio y el desarrollo de las ecuaciones térmicas.

En la tabla 9 se muestran los resultados de todos los parámetros obtenidos del amoníaco líquido (NH₃) y agua, flujos utilizados para el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.

Tabla 9. Cuadro de resultados

Parámetros	Amoníaco líquido (NH3)	Agua	
Flujo volumétrico	$q_{NH3} = 113,09 \; \frac{m^3}{h}$	$q_{H2O} = 101,78 \; \frac{m^3}{h}$	
Número de Reynolds	$Re = 1,11x10^6$	$Re = 3,37x10^7$	
Número de Nusselt	Nu = 1836,85	Nu = 770,26	
Coeficiente de transmisión de calor	$h_{NH3} = 9184,25 \frac{W}{m^2. ^{\circ}C}$	$h_{H2O} = 8472,86 \frac{W}{m^2 \cdot {}^{\circ}C}$	
Cálculo del coeficiente de transferencia global de calor: U	$U_o = 2033,44 \frac{W}{m^2.°C}$	$U_o = 2033,44 \frac{W}{m^2.°C}$	
Cálculo de la capacidad calorífica	$C_{NH3} = 86,38 \frac{kJ}{s. ^{\circ}\text{C}}$	$C_{H2O} = 114,96 \frac{kJ}{s ^{\circ}\text{C}}$	
Cálculo de la superficie	$A = 94,25 m^2$	$A = 94,25 m^2$	
de intercambio térmico			
Número de unidades de	NTU = 2,2187	NTU = 2,2187	
transferencia de calor NTU			
Cálculos de las	$T_{F_2} = 62,54 ^{\circ}\text{C}$	$T_{C_2} = 17,46 ^{\circ}\text{C}$	
temperaturas de salida	_	-	
Diferencia de	$\Delta T_{tm} = 53,28 ^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{tm} = 53,28 ^{\circ}\text{C}$	
Temperatura			
Logarítmica Media			
(DTLM)			
Calor de intercambio	$Q = 10211,20 \ kW$		
Cálculo de la eficiencia	$\eta = 70.9 \%$		
térmica del			
intercambiador de calor			
Evanta, Elabanasión musuis			

Fuente: Elaboración propia

2.3.10. Discusión

Los parámetros térmicos y eficiencias de un intercambiador de calor de tubos concéntricos varían según las condiciones iniciales y el objetivo con el cual ha sido diseñado. Por ejemplo: el estudio realizado por (Gutiérrez, 2018)³⁴ con la implementación de un intercambiador de tubos concéntricos en la industria alimentaria con fluido orgánico y vapor, obtuvieron una eficiencia del 61% con área superficial de 6,52 m², cantidad que consideraron aceptable dado que cumplió con el propósito establecido, sin embargo,

aquel rendimiento es inferior al 70,9% del intercambiador de calor de este trabajo con área superficial de $94,25 \,\mathrm{m}^2$. Por otro lado, el trabajo llevado a cabo por (Morales, 2011)³⁵ con el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos para el calentamiento de diésel 2, lograron una eficiencia mayor del 75% con área superficial de $0,23 \,\mathrm{m}^2$ cumpliendo con las exigencias de la fabricación. En algunas ocasiones durante el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos no se alcanzan las temperaturas de salida deseadas como lo indica (Olger, 2014)³⁶ para lo cual, en la mayoría de los casos existen tres alternativas para mejorar la eficiencia: aumentar el coeficiente global de transferencia de calor (U), incrementar el área de transferencia (A) o disminuir la velocidad del fluido (ν).

3. CONCLUSIONES

- El fundamento básico en el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos consiste en determinar las características iniciales de los fluidos y diámetro de las tuberías. El intercambiador consta de dos tuberías, una interior y otra exterior, por tal motivo para una óptima transferencia de calor se estableció que el amoníaco líquido (NH₃) circulará por el tubo interior mientras que el agua por el tubo exterior.
- Los criterios de diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos se pueden dividir en dos partes: diseño técnico y diseño térmico. El diseño técnico corresponde principalmente a materiales de construcción mientras para el diseño térmico son: número de Reynolds (Re), número de Nusselt (Nu), flujos volumétricos (q), flujos volumétricos (v), capacidades calóricas (C), coeficientes de convección (h), coeficiente de transferencia de calor global (U), calor transferido (Q), Diferencia de temperatura media logarítmica (DTLM) y eficiencia del intercambiador de calor (η).
- Con el diseño del intercambiador de calor de tubos concéntricos en este trabajo, se logró elevar la temperatura del amoníaco líquido (NH₃) de 20°C a 62,54°C mediante agua a 80°C para su utilización en la síntesis de urea granulada en la industria de los fertilizantes. Finalmente, la eficiencia del intercambiador de calor fue de 70,9 %, este valor se encuentra dentro del rango de 60% -75% de rendimiento en comparación con equipos de intercambiadores de calor de tubos concéntricos aplicados en otras industrias.

BIBLIOGRAFIA

- (1) Borode, A. O.; Ahmed, N. A.; Olubambi, P. A. A Review of Heat Transfer Application of Carbon-Based Nanofluid in Heat Exchangers. *Nano-Structures and Nano-Objects* **2019**, *20*, 100394. https://doi.org/10.1016/j.nanoso.2019.100394.
- (2) Hajatzadeh Pordanjani, A.; Aghakhani, S.; Afrand, M.; Mahmoudi, B.; Mahian, O.; Wongwises, S. An Updated Review on Application of Nanofluids in Heat Exchangers for Saving Energy. *Energy Convers. Manag.* 2019, 198 (July), 111886. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111886.
- (3) Silaipillayarputhur, K.; Al Mughanam, T.; Al Mojil, A.; Al Dhmoush, M. Analytical and Numerical Design Analysis of Concentric Tube Heat Exchangers A Review. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* **2017**, 272 (1). https://doi.org/10.1088/1757-899X/272/1/012006.
- (4) Sánchez Escalona, A. A.; Góngora Leyva, E. Determinación de Los Coeficientes Globales de Transferencia de Calor Comparando Los Métodos DTML Y ε-NUT. Ing. Energética 2018, 39 (3), 203–212.
- (5) Mitchell, D.; Heaviside, C.; Vardoulakis, S.; Huntingford, C.; Masato, G.; P Guillod, B.; Frumhoff, P.; Bowery, A.; Wallom, D.; Allen, M. Attributing Human Mortality during Extreme Heat Waves to Anthropogenic Climate Change. *Environ. Res. Lett.* 2016, 11 (7). https://doi.org/10.1088/1748-9326/11/7/074006.
- (6) McGregor, G. R.; Vanos, J. K. Heat: A Primer for Public Health Researchers. *Public Health* **2018**, *161*, 138–146. https://doi.org/10.1016/j.puhe.2017.11.005.
- (7) Hu, H.; Xu, C.; Zhao, Y.; Ziegler, K. J.; Chung, J. N. Boiling and Quenching Heat Transfer Advancement by Nanoscale Surface Modification. *Sci. Rep.* **2017**, *7* (1), 1–16. https://doi.org/10.1038/s41598-017-06050-0.
- (8) Ralph, L. Heat Transfer. *McGraw-Hill Educ.* **2019**, 1–5.
- (9) Gao, H.; Liu, Y.; Zheng, B.; Sun, P.; Lu, M.; Tian, G. Fractal Heat Conduction Model of Semi-Coke Bed in Waste Heat Recovery Heat Exchanger. *J. Clean. Prod.* 2020, 258, 120663. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.120663.
- (10) Zhao, H.; Wang, W. G. Fourier Heat Conduction as a Strong Kinetic Effect in One-

- Dimensional Hard-Core Gases. *Phys. Rev. E* **2018**, *97* (1), 1–5. https://doi.org/10.1103/PhysRevE.97.010103.
- (11) Giedt, W. H. Conduction (Heat). **2014**, 1–15.
- (12) Akbari, A.; Mohammadian, E.; Alavi Fazel, S. A.; Shanbedi, M.; Bahreini, M.; Heidari, M.; Babakhani Dehkordi, P.; Che Mohamed Hussein, S. N. Natural Convection from the Outside Surface of an Inclined Cylinder in Pure Liquids at Low Flux. ACS Omega 2019, 4 (4), 7038–7046. https://doi.org/10.1021/acsomega.9b00176.
- (13) Adhikari, R. C.; Wood, D. H.; Pahlevani, M. An Experimental and Numerical Study of Forced Convection Heat Transfer from Rectangular Fins at Low Reynolds Numbers. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2020**, *163*, 120418. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120418.
- (14) Aoyagi, M.; Takata, T.; Uno, M. Numerical Modeling of Radiation Heat Transfer from Combusting Droplets for a Sodium Fire Analysis. *Nucl. Eng. Des.* 2021, 380 (October 2020), 111258. https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2021.111258.
- (15) Wu, H.; Zhao, H.; Hao, Z.; Liu, F.; Niu, F. A Non-Linear Transform Approach for Conduction-Radiation Heat Transfer in the Extended Thermal Discrete Element Method. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2021**, *176*, 121432. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121432.
- (16) Pasha Quadri, D. S. A.; Javed, S.; Sheikh, S. Evaluating the Performance of Concentric Tube Heat Exchanger With And Without Dimples By Using Cfd Analysis. *IOSR J. Mech. Civ. Eng.* **2016**, *13* (05), 46–52. https://doi.org/10.9790/1684-1305074652.
- (17) Fernandez, D. Xv.- Intercambiadores de Calor Método de La (lmtd). **2017**, 297–306.
- (18) Alfa Occidente. Intercambiadores de calor en la industria https://alfadeoccidente.mx/seccion/?p=30.
- (19) Guillen, E. Diseño Y Fabricación de Un Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos Para Los Laboratorios de Termofluidos de La Universidad Santo Tomá. 2015, No. 564, 1–73.

- (20) Fernández, A. Diseño Ingenieril Y Mecánico De Un Recuperador De Calor En El Proceso De Pasteurización De Lácteos Alumna. **2018**.
- (21) Exchanger, T.; Asocbiation, M. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Assoc.
- (22) Martínez Huertas, D. F. Diseño de Software Para Intercambiadores de Calor de Coraza Y Tubos Con Cinco Sustancias Diferentes. 2017, 127.
- (23) Fonseca, L. Diseño Térmico Y Mecánico de Intercambiadores de Calor de Casco Y Tubo. **2009**, 1–219.
- (24) Carrera, M. Manual de Instrucciones Y Mantenimiento. 2003, 34.
- (25) Fluidos, L. D. E.; Calor, S. Y. T. D. E. Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos. **2013**, No. 1, 1–7.
- (26) Alfa Laval. Intercambiadores de Calor de Bastidor. **2020**, 69.
- (27) Chuquimbalqui, O.; Ramos, D. Proyecto de Prefactibilidad de Instalación de Una Planta de Amoniaco a Partir de Gas Natural. **2019**, 107.
- (28) Modak, J. M. Haber Process for Ammonia Synthesis. *Resonance* **2011**, *16* (12), 1159–1167. https://doi.org/10.1007/s12045-011-0130-0.
- (29) Vilches Orrego, K. A. Actualización De Parámetros de Diseño de Intercambiadores de Calor. **2013**, 154.
- (30) Herrera, S. Diseño Y Construcción de Un Intercambiador de Calor Que Permita Aprovechar La Energía Generada Por Un Concentrador Cilíndrico Parabólico Como Equipo de Laboratorio Funcional Para La Facultad de Ingeniería. *Univ. Libr.* **2019**, 1–9.
- (31) Bellorin; Mora; Serrano. Proceso de Fabricación de Urea Granulada. 2016.
- (32) J, C. G. Procesos de Transporte Y Operaciones Unitarias, 3ra edicio.; 1998.
- (33) Cengel, Yunus A., Ghajar, A. J. Tablas Y Diagramas de Propiedades (Sistema Internacional). *Transf. calor y masa Fundam. y Apl.* **2011**, 865–920.
- (34) Gutiérrez Toledo, D. R.; de la Rosa Andino, A. A.; Benítez Leyva, L. V.; Serrano Guzman, R.; Aguilera Corrales, Y. Determinación de Parámetros Térmicos de Un

- Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos Con Fluidos Orgánico-Vapor. *Rev. Ciencias Técnicas Agropecu.* **2018**, 27 (1), 76–88.
- (35) Morales, R. V. L. Diseño Y Construcción de Un Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos Para El Mejoramiento de Las Condiciones de Combustión Del Diesel 2. 2011, No. July.
- (36) Perez, O. Diseño de Un Sistema Centralizado de Calentamiento Domestico de Agua Potable Mediante El Aprovechamiento de Energia Geotermica. **2014**.

ANEXOS

Anexo 1. Propiedades físicas y químicas del agua

A.2-3 Densidad del as	gua líquida
-----------------------	-------------

Temperatura		Den	Densidad		Temperatura		Densidad	
K°	C	g/cm ³	kg/m³	K	℃	g/cm³	kg/m³	
273.15	0.	0.99987	999.87	323.15	50	0.98807	988.07	
277.15	4	1.00000	1000.00	333.15	60	0.98324	983.24	
283.15	10	0.99973	999.73	343.15	70	0.97781	977.81	
293.15	20	0.99823	998.23	353.15	80	0.97183	971.83	
298.15	25	0.99708	997.08	363.15	90	0.96534	965.34	
303.15	30	0.99568	995.68	373.15	100	0.95838	958.38	
313.15	40	0.99225	992.25					

Referencia: R. H. Perry y C. H. Chilton, Chemical Engineers' Handbook, 5a. ed. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1973. Con autorización.

Fuente: 32

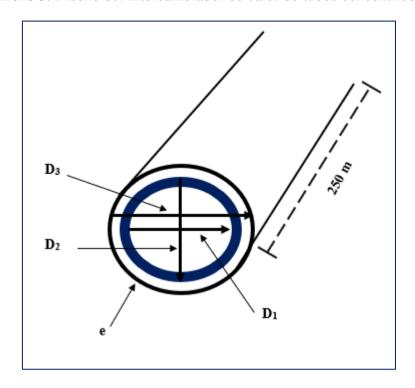
Anexo 2. Conductividad térmica del Amoníaco.

Líquido	K	k	Líquido	K	k
Ácido acético			Etilenglicol	273	0.265
100%	293	0.171	Glicerol, 100%	293	0.28
50%	293	0.346	n-Hexano	303	0.138
Amoniaco	243-258	0.502		333	0.13
Alcohol n-amílico	303	0.163	Queroseno	293	0.14
	373	0.154		348	0.14
Benceno	303	0.159	Alcohol metílico		
	333	0.151	100%	293	0.21
Tetracloruro de carbono	273	0.185	60%	293	0.32
	341	0.163	20%	293	0.49
n-Decano	303	0.147	100%	323	0.19
	333	0.144	n-Octano	303	0.14
Acetato de etilo	293	0.175		333	0.14
Alcohol etílico			Salmuera de NaCI		
100%	293	0.182	25%	303	0.57
60%	293	0.305	12.5%	303	0.58
20%	293	0.486	Ácido sulfúrico		
100%	323	0.151	90%	303	0.36
			60%	303	0.43
			Vaselina	332	0.18

^{*} Se puede suponer una variación lineal con la tempertura dentro del intervalo de temperaturas señalado. Referencia: R. H. Perry y C. H. Chilton, Chemical Engineers' Handbook, 5a. ed., Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1973, Reproducido con autorización.

Fuente: 32

Anexo 3. Diseño del intercambiador de calor de tubos concéntricos.



Fuente: Elaboración propia

Anexo 4. Equipo de protección individual



Fuente: 26