

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE
GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE
AGUA UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR EN UNA PLANTA
DE PROCESAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE CARNES

Trabajo de graduación presentado por María Renée Valladares
Mejicanos para optar al grado de Licenciada en Ingeniería Química

Guatemala

2012

**MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE
AGUA UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR EN UNA PLANTA
DE PROCESAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE CARNES**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE
GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE
AGUA UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR EN UNA PLANTA
DE PROCESAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN DE CARNES

Trabajo de graduación presentado por María Renée Valladares
Mejicanos para optar al grado de Licenciada en Ingeniería Química

Guatemala

2012

Vo. Bo. :

(f) _____
Ingeniero Jaime Rosales Solórzano

Asesor

Tribunal Examinador:

(f) _____
Ingeniero Jaime Rosales Solórzano

(f) _____
Ingeniera Carmen Alicia Ortiz Pineda

(f) _____
Ingeniero Gamaliel Zambrano

Fecha de aprobación: Guatemala, 2 de agosto de 2012

PREFACIO

Al reemplazar sistemas de calentamiento por fuentes de energía renovable es necesario evaluar de antemano las implicaciones de este. Adicional a esto, es necesario considerar la forma en que se va a distribuir como es en este caso el agua caliente. En la planta de procesamiento de carnes se sustituyó el sistema de calentamiento de agua, pero no está funcionando correctamente. En la presente investigación se desea evaluar las fallas en el sistema.

Quiero agradecer a todas las personas que me ayudaron en el proceso de experimentación: Marvin López, Gerson Marroquín, Zenia Aguilar, Mariana Corzo y Julio Catú. Excepcional equipo de trabajo con bastantes ganas de buscar siempre la mejora, súper colaboradora y excelentes amigos. A mis compañeros de trabajo que me apoyaron de manera incondicional: Ricardo González, Juan Fernando Valladares y Gaby Estrada. Y no menos importante, mi asesor y profesor Jaime Rosales quien me apoyó en todo momento que lo necesité. Su deseo de enseñar y mostrar que puedo ser siempre una mejor profesional y persona, nunca lo olvidaré. Gracias a todos.

A mis amigos de carrera y amigos del colegio que me apoyaron durante todo el trayecto. Finalmente, agradecer a mis papás (a quienes amo con TODO mi corazón) y mis hermanos por sus tremendas porras.

Abuelitos, les dedico esto.

ÍNDICE

	Página
PREFACIO	v
LISTA DE TABLAS	viii
LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE GRÁFICOS	x
RESUMEN	xi
Capítulos	
I. INTRODUCCIÓN	1
II. JUSTIFICACIÓN	2
III. AGUA CALIENTE, PRODUCCIÓN Y DISTRIBUCIÓN	3
A. ASEGURAMIENTO DE CALIDAD	3
B. PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, TUBERÍA Y AISLAMIENTO	4
1. GENERALIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR	4
A. CONDUCCIÓN	5
B. CONVECCIÓN	6
C. RADIACIÓN	6
2. ENERGÍA SOLAR Y ENERGÍA TÉRMICA	7
A. VIABILIDAD	8
3. TUBERÍA	9
A. CÉDULA DE TUBERÍA	9
B. AISLAMIENTO DE TUBERÍA	10
C. TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBERIA	11
D. NÚMERO DE REYNOLDS	12
E. ESPESOR DE AISLAMIENTO ÓPTIMO	12
4. PANEL SOLAR	13
A. PANEL SOLAR PARA CALENTAR AGUA	13
B. PANEL SOLAR TÉRMICO PLANO	14
C. PANEL SOLAR DE TUBOS VACÍOS	15
D. DEPOSITOS-ACUMULADORES SOLARES	15
IV. OBJETIVOS	17
A. OBJETIVOS GENERALES	17
B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
V. PROBLEMA A RESOLVER	18

VI. METODOLOGÍA	19
VII. CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES	20
VIII. RESULTADOS	21
IX. DISCUSIÓN	25
X. CONCLUSIONES	27
XI. RECOMENDACIONES	28
XII. BIBLIOGRAFÍA	29
XIII. APÉNDICE	30
A. PROCEDIMIENTO	30
B. DATOS ORIGINALES OBJETIVOS GENERALES	31
C. CÁLCULO DE MUESTRA	33
D. DATOS CALCULADOS	37
E. ANÁLISIS DE ERROR	40
F. PLANO	41

LISTA DE TABLAS

	Página
1. Parámetros microbiológicos para carnes establecidos por el Reglamento Técnico Centroamericano.	4
2. Principales diferenciaciones entre tubería y tubo.	9
3. Velocidades y caídas de presión promedio para estimar tamaño de tubería.	10
4. Propiedades térmicas de varios aislantes.	11
5. Numero de Nusselt.	11
6. Caudal y cantidad total de agua caliente que se utiliza en la planta.	21
7. Eficiencia presentada por el uso del panel solar.	21
8. Pérdidas de calor a través del canal de distribución.	21
9. Indicación de pérdidas monetarias y calor vrs. espesor de aislante.	21
10. Perdidas de calor a través del canal de distribución con 0.025 m de espesor	21
11. Comparación de radios óptimos según el tipo de aislante.	22
12. Diámetro de tubería sugerido.	24
13. Análisis de inversión.	24
14. Descripción de tubería y aislante que se tiene actualmente en la planta.	31
15. Datos obtenidos para calcular los flujos que se manejan según el área de trabajo y largo de tubería, hasta los puntos finales.	31
16. Temperaturas obtenidas en los puntos donde se utiliza el agua para sanitización.	32
17. Temperaturas de ingreso y salida de agua en los paneles solares.	33
18. Temperaturas promedio obtenidas en distintos puntos de la planta de carnes.	37
19. Propiedades termodinámicas a temperaturas de operación para calcular pérdidas de calor por convección	37
20. Propiedades termodinámicas utilizadas para calcular la convección. Calor perdido por convección y conducción.	37
21. Propiedades termodinámicas utilizando aislante de 0.025 m (25mm).	38
22. Calor perdido utilizando aislante de 0.025 m (25mm).	38
23. Temperaturas, calor generado por los paneles y ahorro que representan.	38
24. Comparación de radios óptimos según el tipo de aislante.	39
25. Pérdidas de calor vrs. espesor de aislante de espuma de polietileno.	39
26. Inversión de aislante	40

LISTA DE FIGURAS

	Página
1. Clasificación de los métodos de conversión solar	8
2. Determinación del aislamiento óptimo a través del mínimo costo total.	13
3. Determinación del espesor de aislamiento óptimo cuando se tienen varios aislantes.	13
4. Procedimiento para la determinación de flujos y temperaturas.	30
5. Plano	41

LISTA DE GRÁFICOS

	Página
1. Espesor vrs. pérdida de calor.	23

RESUMEN

El presente trabajo de graduación se realiza con el objetivo de proponer mejoras en el sistema de agua caliente, que actualmente utiliza energía solar, en una planta de procesamiento y distribución de carne. Se hizo una caracterización del sistema de interés: agua caliente, éste presenta un flujo de agua $9.648 \text{ m}^3/\text{día}$ a una velocidad de agua caliente de aproximadamente 0.551 m/s . Se determinaron pérdidas de calor de 6.400kW . Se propone como solución inmediata cambiar el aislante a espuma de polietileno de espesor de 0.025 m vs. el actual de 0.009 m ya que representa un ahorro en energía térmica del 29% . La evaluación del proyecto propone una TIR del 311.4% .

I. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo fue realizado como trabajo de graduación para obtener el título de Licenciatura en Ingeniería Química. Para la determinación del tema a trabajar se buscó un problema real en la industria, el cual requirió un análisis en el que se pusieron en práctica las herramientas que se obtuvieron a través de los años de estudio.

En una planta de procesamiento y distribución de carnes se implementó recientemente un sistema de paneles solares para calentar agua. Esto, con la finalidad de ahorrar y ser amigables con el ambiente. Sin embargo, se evidencia un serio problema: el procedimiento de sanitización de los equipos en las áreas de marinados de pollo, tenderizado de carne y molienda de carnes requiere agua a 70°C y actualmente no se cumple. La sanitización es un proceso en el que se asegura la eliminación de bacterias de manera que se asegure al consumidor un alimento inocuo, que no le haga daño alguno. Es por ello que se realizó un análisis térmico del sistema de calentamiento y distribución para así determinar dónde se podrían realizar las mejoras en el sistema. El análisis térmico consiste en revisar los puntos en los que se genera o se pierde calor para así determinar flujos de calor y por ende: pérdidas de calor.

La tesis contiene una sección de antecedentes en el que se muestra una resumida investigación que permitirá la comprensión y análisis de los datos que se pueden obtener durante la experimentación, con la finalidad de poder explicar de la mejor manera los objetivos planteados para la práctica. Estos definirán las metas para las cuales la práctica fue diseñada y desarrollada, tanto a nivel general cómo a nivel específico. En la sección de metodología se muestran los pasos que se siguieron para la realización de la práctica. Esto está seguido por el cronograma en el que se indica el tiempo que se tomó en llevar a cabo la experimentación; la descripción y justificación de las corridas realizadas durante la práctica y el procedimiento seguido para la ejecución de ésta.

En la sección de resultados se muestra un resumen de los resultados con el objetivo de cuantificar los objetivos presentados al inicio de la práctica. Estos resultados y su validez son discutidos en la siguiente sección, la que busca explicar en base a las definiciones y material teórico de la sección de antecedentes los resultados obtenidos. Se busca determinar las pérdidas de calor y su análisis para que de esta manera se puedan considerar. En la sección de conclusiones se describen los resultados obtenidos por la realización de la investigación de forma concisa de tal forma que complementen los objetivos planteados.

El apéndice describe el proceso de cálculo de cómo a partir de los datos obtenidos en la medición de las variables en la práctica se llega a calcular los resultados buscados. En este análisis se incluye de manera más detallada la experimentación. Se espera que la presente sirva de apoyo a futuras investigaciones que deseen promover el ahorro de energía.

II. JUSTIFICACIÓN

El consumo de carne en Guatemala es vital por la proteína que esta brinda, promoviendo el crecimiento y el rendimiento escolar y físico de los niños. Actualmente, están siendo reemplazadas por la proteína de origen vegetal, tal como la tortilla, el frijol y el maíz, cuya función no sustituye fisiológicamente las funciones de una proteína animal. Cuando se consumen las carnes las empresas procesadoras deben estar consientes del impacto y responsabilidad que tiene. (Alpírez, 2010)

Asegurar la inocuidad del alimento es responsabilidad de toda persona que trabaje de forma indirecta y directa con el alimento desde el ingreso de las materias primas hasta que se encuentra en manos del consumidor. Existe una sección dentro del Manual de Buenas Prácticas de Manufactura, regulado por el Ministerio de Salud de Guatemala de “Limpieza y Desinfección”, en el que se indica lo siguiente:

« En el área de procesamiento de alimentos, las superficies, los equipos y utensilios deberán limpiarse y desinfectarse cada vez que sea necesario. Deberá haber instalaciones adecuadas para la limpieza y desinfección de los utensilios y equipo de trabajo, debiendo seguir todos los procedimientos de limpieza y desinfección a fin de garantizar que los productos no lleguen a contaminarse.»

En la planta de procesamiento y distribución de carnes se utiliza el agua caliente para la limpieza y la sanitización, siendo éste un proceso vital para asegurar la inocuidad del alimento. Se revisaron las áreas de marinado de pollo, tenderizado y molienda de carnes de la planta en donde las temperaturas del agua alcanzan una temperatura de 10°C, cuando debería trabajarse a una temperatura mínima de 70°C. En la planta, por el alimento que se trabaja, se requieren unas temperaturas de operación entre 3-4°C, por lo que el aislamiento y el control de pérdidas de calor son de vital importancia en la conservación del alimento. Actualmente cuentan con un sistema de cuatro paneles solares colocados en serie y un calentador eléctrico como refuerzo. Los paneles fueron colocados con la finalidad de poder reducir el consumo eléctrico y utilizar energía renovable, esto permitió reducir la utilización de la resistencia del calentador eléctrico de un 100% a un 70% según el Ingeniero de mantenimiento.

III. AGUA CALIENTE, PRODUCCIÓN Y DISTRIBUCIÓN

A. ASEGURAMIENTO DE CALIDAD

Toda empresa que trabaje con alimentos está obligada a producir productos alimentos inocuos, que según el Reglamento Técnico Centroamericano (RTCA) es la garantía de que los alimentos no causarán daño al consumidor cuando se preparen y/o consuman de acuerdo con el uso a que se destinan. Es un punto básico dentro de las Buenas Prácticas de Manufactura. Existen distintos organismos e instituciones de Guatemala que lo colocan como un requisito para estar en cumplimiento, solicitando que dentro de los procedimientos tener el de limpieza y sanitización. Según el RTCA en vigencia en el 2012 es:

«Condiciones de infraestructura y procedimientos establecidos para todos los procesos de producción y control de alimentos, con el objetivo de garantizar la calidad e inocuidad de dichos productos según normas aceptadas internacionalmente.»

A continuación se mencionan reglamentos y normas que solicitan el proceso de limpieza:

- Buenas Prácticas de Manufactura,
- Reglamento Técnico Centroamericano,
- Codex,
- Reglamento de Inocuidad de los Alimentos,
- ISO 22,000,
- Entre otros.

En la ISO 22,000 el proceso de limpieza y sanitización está dentro de los programas de prerrequisitos en el que se deben de indicar los químicos que se utilizan, procedimiento y frecuencia.

En el reglamento titulado Alimentos. Criterios Microbiológicos para la Inocuidad de Alimentos del Reglamento Técnico Centroamericano las carnes son clasificadas dentro del grupo 8. Allí se detallan los análisis microbiológicos que se tienen que realizar y sus límites máximos. Estos se muestran en las Tabla No. 1

Tabla No. 1

Parámetros microbiológicos para carnes establecidos por el Reglamento Técnico Centroamericano.

8.1 Subgrupo de alimento: productos cárnicos crudos (empacados). No incluidas materias primas.	
PARÁMETRO	LÍMITE MÁXIMO PERMITIDO
<i>Escherichia coli</i> O157:H7 (carne molida, picada y tortas de hamburguesa)	Ausencia
<i>Salmonella spp/ 25 g</i>	Ausencia
Coliformes fecales	93 NMP/g
<i>Escherichia coli</i>	<3 NMP/g
8.1.1. Subgrupo de alimento: pollo crudo empacado listo para cocinar entero, en cortes y sus menudos.	
<i>Salmonella spp/ 25 g</i>	Ausencia
<i>Staphylococcus aureus</i>	10 ³ UFC/g
<i>Escherichia coli</i>	100 UFC/g
8.4 Subgrupo de alimento: carnes congeladas, incluyendo empanizados y rebosados.	
<i>Coliformes fecales</i>	95 NMP/g
<i>Salmonella spp/ 25g</i>	Ausencia
<i>Clostridium perfringens</i>	10 ² UFC/g
<i>Listeria monocytogenes/ 25g</i>	Ausencia

*NMP: número más probable. spp: subespecies de un género de microorganismos. UFC: unidades formadoras de colonia. (RTCA)

B. PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, TUBERÍA Y AISLAMIENTO

1. GENERALIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR. La primera ley de la termodinámica indica lo siguiente: “en el curso de un proceso, la energía no se puede crear ni destruir; sólo puede cambiar las formas”. Es por ello que también es conocida como el principio de conservación de energía. Es por ello que en los balances de energía toda la energía que ingresa menos la que sale se manifiesta como calor, trabajo y flujo de masa. La energía es una propiedad y el valor de una propiedad que no cambia a menos que cambie el estado del sistema. Para un sistema en estado estacionario el cambio en la energía en un sistema es cero. Un balance de calor, que interesa en análisis de transferencia de calor, indica la conversión de las energías nucleares, química, mecánica y eléctrica como generación de calor. (Çengel, 2007)

Para fines de modelar los problemas, se asume sistemas de flujo estacionario. Estos consideran un volumen de control, una cantidad que fluye hacia adentro y hacia afuera, de manera que no hay variación con el cambio del tiempo. La energía es constante, por lo que el cambio de energía total del volumen control durante este proceso es cero. Este volumen puede fluir a través de tubos o ductos. (Çengel, 2007)

Es común que la energía cinética y potencial presente un cambio despreciable y no se tiene interacción de trabajo, el balance de energía para el sistema de flujo estacionario es modelado por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m}\lambda = \dot{m}c_p\Delta T \quad (1)$$

Siendo:

$$\dot{m} = \rho\mathcal{V}A_c \quad \text{y,} \quad (2)$$

$$\dot{V} = \mathcal{V}A_c = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3)$$

Donde \dot{Q} (kJ/s) es la velocidad de transferencia neta de calor hacia adentro o hacia afuera del volumen de control, \dot{m} (kg/s) es el gasto de masa promedio de un fluido. También se puede utilizar resolver utilizando el gasto volumétrico. C_p , el calor específico, medida de la capacidad de un material para almacenar energía térmica. (Çengel, 2007; McCabe, 2007)

Los mecanismos de transporte de calor son: conducción, convección y radiación; este fenómeno se da cuando existe un diferencial de temperatura, siempre de de la temperatura alta a la baja, que representa el calor. (Çengel, 2007; McCabe, 2007)

a. **Conducción.** Se da cuando están en contacto las partículas, siendo las de mayor energía quienes energizan a las de menor energía. Es posible que ocurra con sólidos, líquidos o gases. La razón o rapidez dependerá de la geometría del medio en el que se da. La ecuación para transferencia a través de paredes se llama la ley de Fourier. (Çengel, 2007)

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (4)$$

$$\frac{\dot{Q}_{cond}}{A} = \frac{\Delta T}{R}, \text{ donde } R = \frac{\Delta x}{k} \quad (5)$$

Donde k es la conductividad térmica que indica la capacidad del material de la pared para conducir el calor y R se conoce como resistencia térmica. Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor del calor y un valor bajo indica que es mal conductor o que es un aislante. En el caso de los gases, es independiente de la presión y proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura termodinámica T e inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la masa molar M . La conductividad

para los líquidos se encuentra en un rango entre sólidos y gases, aumentando cuando éste llega a su fase sólida. Los sólidos tienen la mayor conductividad, pero no las aleaciones ya que estas disminuyen considerablemente. Para la realización de cálculos, se trabaja con la temperatura promedio donde se trata como una constante y se supone que el material es isotrópico, uniforme en todas las direcciones. (Çengel, 2007; McCabe, 2007)

b. **Convección.** Otro mecanismo de transporte de calor es la convección, esta se da entre superficies sólidas y el líquido o gas que está en contacto y en movimiento. A mayor movimiento del fluido, mayor será la transferencia de calor por convección. En caso no exista movimiento, se trata como conducción. Dependiendo de cómo sea el movimiento del fluido, se puede clasificar la convección como forzada o natural. Para expresarla se utiliza la ley de Newton de enfriamiento. (Çengel, 2007)

$$Q_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (6)$$

Donde h (W/m^2) es el coeficiente de transferencia de calor por convección. T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura cuando ya se ha alejado de la misma. h se determina de manera experimental. (Çengel, 2007)

c. **Radiación.** El tercer mecanismo de transporte es la radiación. Esta se da a través de ondas electromagnéticas (fotones) y no requiere de un medio de transporte. Es más, no es afectada por el vacío y es la más rápida (a la velocidad de la luz). En la mayoría de los casos, un gas entre dos superficies sólidas no interfiere mientras que los líquidos la absorben. La radiación térmica es la que emiten los cuerpos dada su temperatura, todo cuerpo con temperatura mayor al 0 absoluto la emite. Se considera superficial para sólidos opacos, tales como los metales, madera y rocas. A través del vacío, la energía solamente puede transferirse por radiación. Se expresa por la ley de Stefan-Boltzmann de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (7)$$

Donde $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ o $0.1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/h ft}^2 \text{ R}^4$ (constante de Stefan-Boltzmann); ε es la emisividad cuyo valor oscila entre 0 y 1 indicando la variación respecto a un cuerpo negro, siendo 1 la del cuerpo negro. Otra propiedad que interesa es la absorptividad α , la cual indica la cantidad de energía que es absorbida por la superficie cuyos valores también oscilan entre 0 y 1, siendo el del cuerpo negro 1. En las superficies opacas, la parte de la radiación incidente no absorbida por la superficie se refleja. (Çengel, 2007; Kreith, 1978)

Cuando se presenta más de un mecanismo de transferencia, como es el caso de la convección y radiación, se utiliza el coeficiente combinado de transferencia de calor h_{comb} , quedando la ecuación 8 de la siguiente manera: (Çengel, 2007)

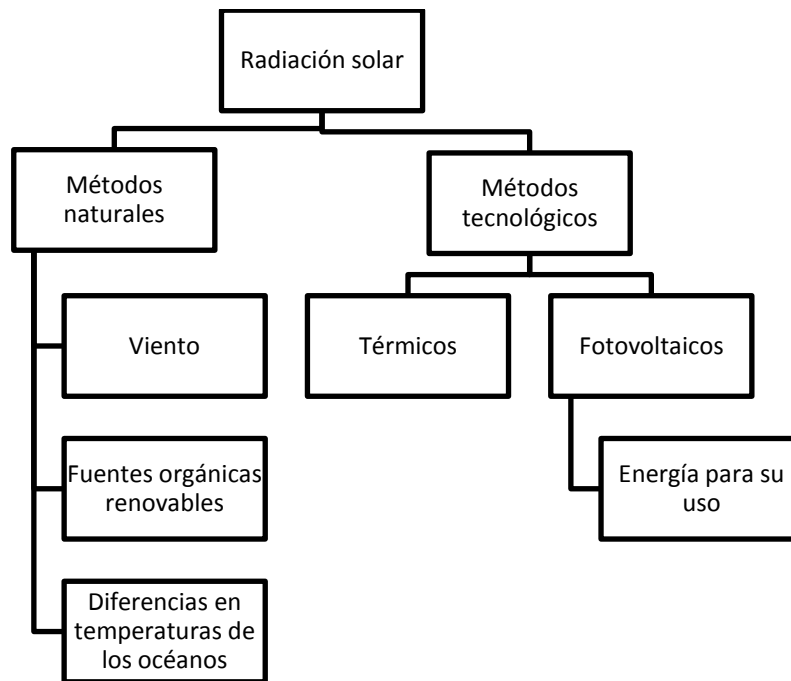
$$= h_{comb}A_s(T_s - T_{\infty}) \quad (8)$$

2. **ENERGÍA SOLAR Y ENERGÍA TÉRMICA.** La energía solar se considera una energía renovable por ser de origen natural y pueden ser utilizadas ilimitadamente porque su suministro, el sol, porque su uso tiene bajo impacto ambiental dado que no emiten contaminantes (CO_2 , NO_2 y SO_2) o lo hacen en menores concentraciones que los fósiles, no generan residuos peligrosos y son es una fuente inagotable. Se estima que al Sol le quedan 50,000 millones de años de vida. Otras energías renovables son: eólica, biomasa, energía geotérmica, energía hidráulica, hidrógeno, mareas, olas de mares y océanos, y procesos atómicos de fusión. (Madrid, 2009)

Dentro de las ventajas de la utilización de energía renovable son: extendidas por todo el mundo, no emiten residuos tóxicos al ambiente, no necesitan medidas especiales de seguridad en las instalaciones, están a la mano de todos los países. Y dentro de las desventajas se puede mencionar: son difusas, en el caso de la solar la concentración por unidad de área es baja; tienen un rendimiento bajo, a veces intervienen en los paisajes, afectan a algunos ecosistemas (peces y aves) y finalmente, requieren de fuertes inversiones. (Madrid, 2009)

Según la NSF/NASA, los principales métodos para la conversión de energía solar se subdividen en métodos naturales y tecnológicos. Estos, luego se subdividen en otros grupos tal como lo muestra la Figura No.1 (Kreith, 1978)

Figura No. 1
Clasificación de los métodos de conversión solar.



(Kreith, 1978)

Para fines de esta investigación, nos enfocaremos en la conversión térmica. El principio bajo en cual funcionan es cuando una superficie que está en dirección del Sol, en el cual la energía que es transferida parte es absorbida por el fluido con el que se tiene contacto. Para disminuir pérdidas de calor a la atmósfera, una o dos hojas de vidrio son utilizadas normalmente en la parte superior para así aumentar la eficiencia. (Kreith, 1978)

Estos sistemas sufren de pérdidas por radiación y convección, la cual aumenta conforme la temperatura del fluido aumenta. Para evitar estas pérdidas, la selección del material con el que se trabajará es crítica. Vaciar el recipiente receptor disminuye las pérdidas de calor al igual que utilizar vidrios especiales. Los más sencillos son los colectores de plato plano, estos trabajan hasta aproximadamente 365K. Se consideran los más viables (técnica y económicamente) para producir agua caliente. (Kreith, 1978)

a. **VIABILIDAD.** La irradiación solar promedio en la Tierra es de 1.35 kW/m². Aunque la brillantez del Sol decrece del centro de la Tierra hacia los Polos, los cálculos tienden a asumir una brillantez uniforme. Una de las más grandes limitantes es que la energía solar que se recibe en la tierra es de baja densidad de flux, es intermitente y cae en lugares remotos. Esto conlleva la necesidad de diseñar colectores de grandes superficies para utilización de esta energía a gran escala y por ende, un incremento en el costo de envío y manipulación. (Kreith, 1978)

En el caso de España, tienen un código de construcción en el que se obliga instalaciones solares térmicas. Esto fue solicitado ya que la calefacción representa el 75-80% del consumo energético. (Madrid, 2009)

3. **TUBERÍA.** Los fluidos se transportan por lo general en tuberías o tubos, los cuales tienen una sección transversal circular disponible en una variedad de tamaños, espesores de pared y materiales de construcción. Se le llama ducto cuando el fluido es un gas. La razón por la que la tubería es circular es porque puede soportar grandes diferencias de presión de adentro y de afuera del tubo, sin sufrir distorsión. Además de brindar una mayor transferencia de calor para la caída de presión más baja. La mayor distinción entre tubo y tubería se puede visualizar en el Tabla No. 2. (McCabe, 2007)

Tabla No. 2
Principales diferenciaciones entre tubería y tubo.

TUBOS	TUBERÍA
-Tubos metálicos no se les puede colocar una cuerda para enroscar. -Fabricación por extrusión o laminación en frío.	-Pared delgada -Pared rugosa -Las uniones se realizan con bridas, roscas o accesorios soldados. -Fabricación por soldadura, fundición o moldura o prensa

(McCabe, 2007)

Para la realización de los cálculos, suelen utilizarse propiedades promedio para así minimizar el error del cálculo de propiedades variables según el perfil de velocidad. La fricción causa un leve aumento de temperatura, considerando que el efecto de calentamiento por fricción también lo es, éste se desprecia en los cálculos. Cabe mencionar que en caso se trabajen con fluidos viscosos y/o grandes gradientes de velocidad este no es despreciable. (McCabe, 2007)

Los códigos de diseño de tuberías están dados por ASME (American Society of Mechanical Engineers). Distintos estándares están dados según las necesidades, pero cabe mencionar que no regulan lo siguiente:

- Sistemas de tuberías para presiones menores a 15 psi para manejo de fluidos que son no inflamables, no tóxicos y no dañino para la piel humana. Que están a temperaturas entre -29°C y 186°C.
- Tubería interna y externa de válvulas de presión, intercambiadores de calor, bombas, compresores y otros equipos que se utilizan para el manejo de fluidos.

a. Cédula de tubería. O espesor de pared de tubería varía según la presión de operación del sistema. Como también es necesario conocerla para determinar la tolerancia hacia corrosión,

erosión y otros estreses que sufre la tubería. Los de mayor espesor son aquellos que manejan vapor. Se utiliza cédula 40 para usos generales a bajas presiones. El diseño y selección de tubería debe de soportar estrés causado por: (Peters, 1980; Sinnott, 2008)

- Expansión térmica, propio de la tubería de los equipos.
- El peso de la tubería, el contenido, aislamiento y otros equipos auxiliares.
- La reacción a las caídas de presión del fluido, normalmente se desprecia.
- Cargas impuestas por equipos auxiliares, tales como válvulas de alivio de presión.
- Vibración.

Si no se requiere de trabajo lograr mover el fluido a través de la tubería, cuando el trabajo puede ser realizado meramente con la ayuda de la gravedad, se selecciona el mínimo diámetro de la tubería que se requeriría para que éste se maneje. Si el fluido debe ser bombeado, el tamaño debe ser seleccionado utilizando el mínimo costo anualizado.

A continuación se indican algunas velocidades promedio y caídas de presión promedio que se utilizan para estimar el tamaño de tubería.

Tabla No. 3

Velocidades y caídas de presión promedios para estimar tamaño de tubería.

	Velocidad (m/s)	ΔP (kPa/m)
Líquidos, bombeados (no viscosos)	1-3	0.5
Líquidos, por gravedad	-	0.05
Gases y vapores	15-30	0.02% de la línea de presión
Vapor a alta presión, >8 bar	30-60	-

(Peters, 1980; Sinnott, 2008)

b. Aislamiento de tubería. El aislamiento de una tubería se diferencia del de una superficie plana ya que en vez de disminuir la transferencia de calor, esta pueda que aumente. Esto se da porque se da un aumento del área exterior. La transferencia de calor en la tubería será por convección. Este se define de la siguiente manera: (McCabe, 2007)

$$r_{cr} = \frac{k_{\text{aislamiento}}}{h} \quad (9)$$

Donde k es el coeficiente de conductividad térmico y h es el coeficiente de transferencia de calor por convección externo. La transferencia de calor aumenta cuando el radio del aislante es menor al del radio crítico, alcanza un máximo cuando se igualan y decrece cuando este es mayor al radio crítico.

Por definición, es el punto en el que la variación del flujo de calor (\dot{Q}) dado un radio de aislante, se vuelve cero. Para comprender mejor, observar la siguiente ecuación

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{convección agua}} + R_{\text{conducción tubo}} + R_{\text{aislante}} + R_{\text{convección aire}}} \quad (10)$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{\infty}}{\frac{1}{h(2\pi r_1 L)} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{h(2\pi r_3 L)}} \quad (11)$$

Según Çengel:

«El valor del radio crítico r_{cr} alcanzará un máximo cuando k sea grande y h sea pequeño. El valor más bajo de h se encuentra en la práctica alrededor de $5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, para el caso de convección natural de los gases y que la conductividad térmica de los materiales aislantes comunes es alrededor de $0,05 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, el valor más grande del radio crítico que probablemente se encuentra es de 1 cm .»

En un informe de la asociación de fabricantes y distribuidores de aislantes térmicos (TIMSA por sus siglas en inglés) se muestran las conductividades medias de cada material aislante y las temperaturas de operación.

Tabla No. 4

Propiedades térmicas varias aislantes.

	DENSIDAD (kg/m³)	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (W/mK@10°C)	TEMPERATURA DE OPERACIÓN (°C)
Lana de vidrio mineral	10-80	0.030 @ 48kg	Criógeno a 230
Lana de vidrio de piedra	45-80	0.033 @ 45kg	Hasta 800
Poliestireno expandido	15-30	0.035 @ 20kg	-100 a 80
Silicato de calcio	240	0.054	Ambiente a 1000
Vidrio celular	120 y 136	0.04 @ 120kg	-260 a 430
Espuma de poliuretano	35, 40, 50	0.023 @ 40kg	-180 a 110
Espuma de poliisocianurato	32, 40, 50	0.021 @ 40kg	-180 a 140
Espuma fenólica	35-60	0.018 @ 40kg	-180 a 120
Polietileno	30	0.041	-50 a 105
Hule de nitrilo	60 y 90	0.035 @ 60kg	-40 a 105

(TIMSA, 1998)

c. Transferencia de calor en tuberías. La primera ley de termodinámica es conocida como principio de conservación de la energía. Es por ello que es importante considerar los balances de energía, porque esta no se puede crear ni destruir, sino que solamente cambiar de forma. (Çengel, 2007; McCabe, 2007; Perry, 2008)

Cuando se mencionan sistemas de masa constante, la energía se encuentra de manera de energía interna (U). Cuando se trabajan sistemas de calentamiento de agua, estos se realizan utilizando volúmenes de control de manera que se considera la operación en estado estacionario. (Çengel, 2007; McCabe, 2007)

Hay dos mecanismos en las que se puede realizar una transferencia de energía de un cuerpo a otro: calor (Q) y trabajo (W). Una forma en la que se puede realizar una medición de este fenómeno es por el cambio de temperatura. Cuando se desea referir a la cantidad de calor por unidad de tiempo se colocará \dot{Q} y la cantidad de calor transferido por unidad de área se denominará \dot{q} .

Recordar que la transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los medios alcanzan la misma temperatura. Los modos de transferencia son: conducción, convección y radiación.

d. Número de Reynolds. Para determinar si el fluido es turbulento o laminar se utiliza el número de Reynolds, este se define de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} \quad (12)$$

Se define como flujo laminar cuando se obtienen valores menores a 2,300 y turbulento para valores mayores a 10,000. Los valores intermedios se encuentran en la zona denominada de transición. En la práctica en número de Reynolds no es constante, esto se debe al desarrollo del fluido a través de la tubería. Dependerá de: aspereza de la superficie, vibraciones del tubo y fluctuaciones en el flujo. (McCabe, 2007)

e. Espesor de aislamiento óptimo. Dado que la eficiencia del aislamiento no es un 100%, ya que solamente reduce el flujo de calor que representa pérdidas, es necesario realizar un análisis que permita determinar el espesor óptimo que corresponda a un costo mínimo. Si se observa la Figura No. 2 se puede notar que el costo del aislamiento aumenta de forma lineal respecto a su espesor, mientras que el costo del calor perdido disminuye de manera exponencial. De allí, se obtiene la curva de costo total, que es igual a la suma del costo del aislamiento y el del calor perdido. El espesor correspondiente al costo total mínimo es el óptimo para el aislamiento y es el recomendado para instalar. (Çengel, 2007; Perry, 2008)

Figura No. 2.

Determinación del aislamiento óptimo a través del costo total mínimo.

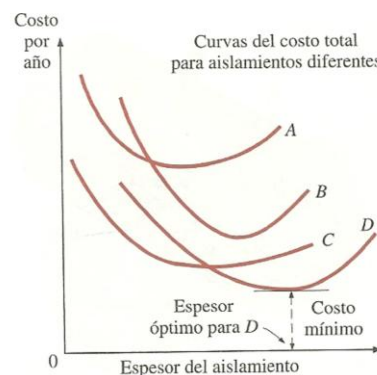


(Çengel, 2007)

El método matemático utilizado es determinar una ecuación para el costo total, para que luego de derivarla respecto al espesor igualarla a cero para obtener el espesor de aislamiento óptimo. O bien, se puede verificar el tiempo de recuperación de la inversión, es aceptable si este es de un periodo de dos a tres años. Consideraciones especiales se tendrán que realizar cuando el precio de combustible es elevado o tiende a inflarse. Lo anterior es utilizado cuando ya se tiene un fabricante y aislante, faltando solamente tener que determinar el espesor económico. Para el caso en el que se está determinando el tipo de aislante, se realiza una tabla de costo anualizado versus el espesor. El que tenga el costo anual más bajo será el más económico y el costo mínimo total es el espesor óptimo (ver Figura No. 3). (Çengel, 2007; Perry, 2008)

Figura No. 3.

Determinación del espesor de aislamiento óptimo cuando se tienen varios aislantes.



(Çengel, 2007)

4. PANEL SOLAR

a. Panel solar para calentamiento de agua. El calentamiento utilizando paneles es el resultado de la capacidad que tiene el equipo para absorber la radiación solar y transformarla. Estos pueden ser utilizados para calentar agua o aire, en este caso nos enfocaremos al de agua. (Madrid, 2009)

El panel solar está compuesto de la siguiente manera:

- Cubierta de cristal de seguridad y protección. Este cristal deja pasar las radiaciones solares.
- Absorbedor de aluminio de la energía solar. En este punto se absorben las radiaciones solares, con baja emisividad, con lo que calienta y a su vez el aire en circulación por los tubos del panel.
- Tubos del panel,
- Lámina de separación,
- Aislamiento de fibra de vidrio en la parte inferior del panel.
- Carcasa del panel de acero laminado,
- Marco de ensamblaje,

Otros:

- Acumuladores solares (depósitos)
- Bomba de circuito solar,
- Equipos de regulación y control,
- Sistemas energéticos auxiliares, utilizados cuando no hay sol.
- Equipos auxiliares, tuberías, válvulas, manómetros, vaso de expansión, etc. (Madrid, 2009)

Se pueden clasificar según el fluido portador del calor que circula en su interior o por la configuración de la tubería:

- Captadores solares de agua, en el que es el mismo fluido el que pasa por los tubos, sin ningún aditivo.
- Captadores solares de agua con aditivos (anticongelantes por ejemplo, solución de agua con glicol) utilizado para evitar que se congele el agua cuando pasa por los tubos en épocas de invierno bajando la temperatura de congelación hasta -37°C .
- Captadores con tubos para la circulación del fluido portador del calor, en forma de serpentín.
- Captadores con tubos para la circulación del fluido portador del calor, en forma recta y vertical. (Madrid, 2009)

Sin embargo, la clasificación más generalizada ha sido:

- Captadores planos,
- Captadores de tubos de vacío,
- Captadores solares térmicos,
- Captadores cilíndricos parabólicos para concentración solar y,
- Torres solares

b. Paneles solares térmicos planos. Son los más utilizados, representando alrededor del 90% del total de paneles térmicos instalados. Es utilizado cuando no se desean temperaturas superiores a $70-100^{\circ}\text{C}$. Utilizadas con concentración solar pueden alcanzarse temperaturas superiores. Presentan un

rendimiento de 70-80%. Dado que se fabrican en grandes cantidades, su precio ha ido disminuyendo. (Madrid, 2009)

Los elementos que lo componen son:

- Cubierta de cristal templado, o puede ser de plástico, sirve para proteger al panel del clima y disminuir las pérdidas por calor. Promueve el efecto invernadero dentro del panel.
- El absorbedor o placa de absorción: hecho de cromo, níquel, cobre y acero inoxidable con un tratamiento superficial para aumentar la capacidad de absorción de radiación solar.
- Aislamiento térmico: colocado en la parte trasera hecha normalmente de poliuretano y fibra de vidrio reforzado con una capa de aluminio. Se utilizan 30 mm de cada uno.
- Conductores del fluido portador del calor: son de cobre y están en contacto con la placa de absorción.
- Carcasa metálica, sujeta todos los elementos del panel.
- Aislamiento lateral y sellado con juntas de goma, para evitar pérdidas de calor.

c. Paneles solares térmicos de tubos vacíos. Estos son similares al anterior, con la diferencia que cada tubo tiene su capa de absorción y cada tubo está cubierto por uno de vidrio, del cual se extrajo el aire entre ellos para así evitar pérdidas por radiación. Se pueden alcanzar hasta 110°C. El inconveniente es que es más caro. (Madrid, 2009)

d. Depósitos-acumuladores solares. Utilizados para poder guardar agua caliente y así pueda ser utilizada en horas donde ya no hay radiación. Pueden acumular el agua desde unas horas, hasta varios días. Se clasifican de la siguiente manera:

- Depósitos acumuladores de agua caliente sanitaria, para duchas, lavamanos, baños, etc. Capacidad de aprox. 40 L.
- Acumuladores de inercia de capacidad entre 700 -1,000 L
- Acumuladores multiusos

El aislamiento de los tanques es, por lo general, espuma inyectada de poliuretano de diferentes espesores.

- Protección contra la corrosión
- Uno o dos serpentines interiores.
- Según las necesidades de agua caliente y calefacción, tiene distinta capacidad.
- Para evitar corrosión, suelen hacerse de acero inoxidable.
- Un sistema de tubería para el retorno del agua de calefacción.
- Las temperaturas de ingreso pueden ser de alrededor de 10-20°C hasta más de 90°C.
- 1 a 3 m² de superficie de intercambio.

Cuando se desea trabajar con paneles solares, se realizan las siguientes suposiciones para simplificar los cálculos:

1. El colector solar se encuentra en estado estacionario.
2. La diferencia de temperatura entre la parte superior y la inferior es despreciable.
3. El flujo de calor es unidireccional.

IV. OBJETIVOS

A. Objetivos generales

- Evaluar el sistema de agua caliente, que actualmente utiliza energía solar, en una planta de procesamiento y distribución de carne.

B. Objetivos específicos

- Determinar el caudal y la cantidad total de agua caliente que se utiliza en la planta por día.
- Realizar el balance de masa y energía del sistema de calefacción y de distribución del agua caliente.
- Calcular la eficiencia que está presentando el calentador solar en el proceso de calefacción de agua.
- Determinar las especificaciones del sistema de distribución de agua caliente en los cuartos fríos de la planta, específicamente en el área de marinados, tenderizado y molinos.
- Calcular el espesor de aislante óptimo, en el sistema de distribución de agua caliente en la planta.
- Realizar un estudio económico de la propuesta.

V. PROBLEMA A RESOLVER

El procedimiento de sanitización de superficies del equipo que se utiliza para los procesos de marinado de pollo, tenderizado de carnes y molienda de carnes, requiere de agua a temperatura mayor a 70°C. Actualmente las temperaturas se encuentran entre 28-43°C. Se propone analizar el proceso de calentamiento de agua en el que se utilizan cuatro paneles solares planos y un calentador eléctrico. Adicional a esto, considerando que todo el canal de distribución de agua caliente es a través de cuartos fríos, se analizará la distribución del agua caliente de una planta de procesamiento y distribución de carnes.

VI. METODOLOGÍA

Para la realización del estudio, fue necesario especificar cómo funcionaba el sistema. Para una mejor visualización, favor de referirse al apéndice para observar el diagrama de flujo. La planta es un gran cuarto frío, constituido por cuartos de refrigeración que trabajan a bajas temperaturas. Y toda la distribución del agua se realiza dentro de los cuartos. La planta cuenta con medidores de flujo, sin embargo, estos cuantifican el agua que se utiliza en toda la planta, como tampoco discriminan entre el agua fría y caliente. Para la medición de los caudales de agua caliente de interés se utilizó una probeta y un cronómetro para determinar el tiempo en el que se obtiene un volumen establecido. Los datos del aislante y la tubería fueron obtenidos por el investigador observándolo directamente. Las temperaturas de pared fueron tomadas con un termómetro laser por la distancia en la que se encontraban y se tomaban a través de toda la trayectoria, esto para poder obtener una mejor lectura de la temperatura promedio. La velocidad el aire en los cuartos fríos fue medida con un anemómetro digital.

El sistema de calefacción está constituido por cuatro paneles solares y un calentador eléctrico. Este se encuentra auxiliado por una bomba de $\frac{1}{2}$ hp cuya marca ya no se logra visualizar. La distribución se realiza con la ayuda de la gravedad por lo que el agua que se queda estancada mientras se espera a ser utilizado para la siguiente sanitización se enfría. Es por ello que al iniciar la sanitización se espera hasta alcanzar las temperaturas deseadas, el proceso dura alrededor de 3 horas diarias.

El personal de la planta proporcionó un plano de tubería al investigador que ayudó en determinar longitudes y conocer el recorrido de la tubería. Por políticas de la empresa, no se pudieron publicar en el presente estudio.

Los datos fueron obtenidos entre desde el 14 de mayo hasta 15 de junio de 2012.

VII. CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

ACTIVIDAD	MAYO / 2012			JUNIO / }2012			JULIO / 2012			
	14	21	28	4	11	18	25	2	9	16
Presentación de protocolo	■									
Revisión de principios de transferencia de calor en tuberías	■	■	■							
Realización de medidas de caudal y tiempos de consumo	■	■	■							
Medición de temperaturas que se obtienen con el sistema actual	■	■	■							
Obtención de datos de tubería y sistema de aislamiento	■	■	■							
Tabulación de datos y cálculos				■	■					
Resultados				■						
Investigación de sistemas de calentamiento solar	■	■	■	■	■	■	■			
Investigación de sistemas de calentamiento eléctrico	■	■	■	■	■	■	■			
Comparación del sistema solar actual con los investigados	■	■	■	■	■	■	■			
Redacción de marco teórico							■			
Redacción de discusión							■	■		
Redacción de conclusiones y recomendaciones									■	■
Entrega de tesis para revisión									■	■
Correcciones de tesis									■	■
Entrega de tesis									■	■

VIII. RESULTADOS

Tabla No. 6. Caudal y cantidad total de agua caliente que se utiliza en la planta.

Flujo volumétrico (\dot{V})	0.0009 m ³ /s
Velocidad promedio del flujo de agua (\bar{V}_{agua})	0.551 m/s
Velocidad promedio del flujo de aire (\bar{V}_{air})	0.04 m/s
Volumen utilizado diariamente (3 horas diarias) (V_{utiliza})	9.648 m ³ /día
Tanque de almacenamiento (V_{tanque})	9.425 m ³

Tabla No. 7. Eficiencia presentada por el uso del panel solar.

Temperatura de entrada de agua (°C)	Temperatura de salida del agua (°C)	Calor total dado por el panel (kJ)	Porcentaje de ahorro térmico (%)
25.0	99.6	2935683.76	76.95

Tabla No. 8. Pérdidas de calor a través del canal de distribución.

	Q_{conv} (W)	Q_{cond} (W)	Q_{TOTAL} (kW)	
Marinado de pollo	1075.5	279.521	1.375	
Tenderizados	2830.1	449.754	3.278	
Molienda	1153.7	591.069	1.745	
		TOTAL	6.400	Q97,873.92 anuales

Tabla No. 9. Indicación de pérdidas monetarias y de calor vrs. espesor.

Espesor (m)	Pérdida de calor (kW)	Pérdida monetaria anual (Q)	Ahorro respecto al sistema actual (%)
0.009	2.452	Q21,181.41	
0.013	2.190	Q18,917.53	10.69%
0.019	1.927	Q16,653.43	21.38%
0.025	1.751	Q15,125.11	28.59%

*Obtenidos con T_{agua}: 80°C y T_{amb}: 6.1°C.

Tabla No. 10. Pérdidas de calor a través de canal de distribución con 0.025 m de espesor.

	Q_{conv} (W)	Q_{cond} (W)	Q_{TOTAL} (kW)	
Marinado de pollo	140.7	1062.680	1.203	
Tenderizados	226.4	1638.778	1.865	
Molienda	297.6	623.103	0.921	
		TOTAL	3.989	Q61,007.36 anuales

Tabla No. 11. Comparación de radios óptimos según el tipo de aislante.

	T_{agua} (°C)	T_{ambiente} (°C)	T_w (°C)	Espesor (m)
Espuma de polietileno	42.92	6.1	18.73	0.0426
Espuma de polietileno	80	6.1	10	0.9954
Lana mineral	80	6.1	10	0.9634
Fibra de vidrio	80	6.1	10	0.8788
Espuma de poliuretano	80	6.1	10	0.6373
Espuma de Polisocianurato	80	6.1	10	0.5516
Espuma fenólica	80	6.1	10	0.4092
Hule de nitrilo	80	6.1	10	1.0027

Gráfico No. 1. Determinación de aislante óptimo.

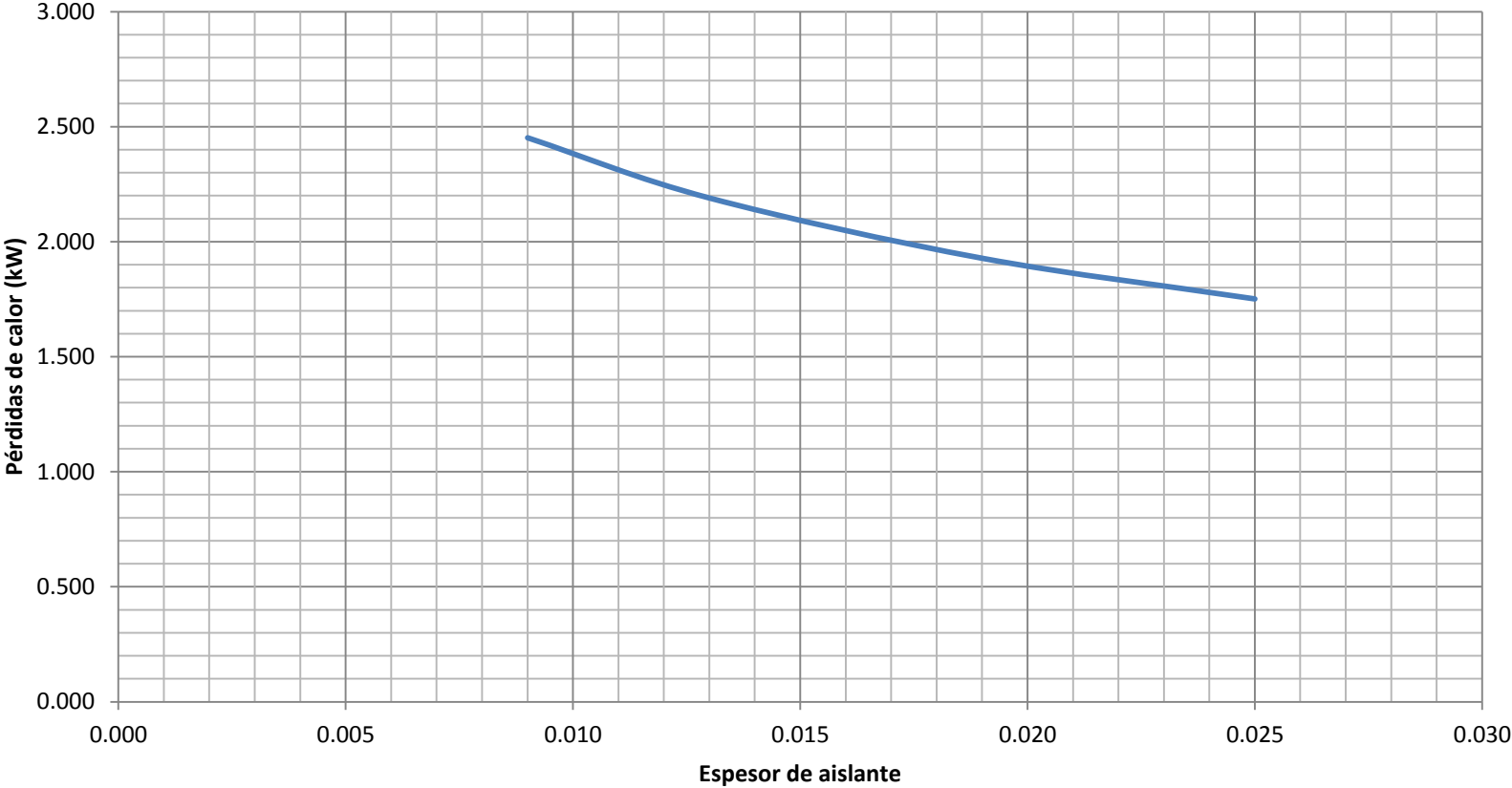


Tabla No. 12. Diámetro de tubería sugerido.

DIÁMETRO NOMINAL MÁXIMO	DIÁMETRO NOMINAL MÍNIMO
0.0195 m	0.0112 m
3/4"	4/9"

Tabla No. 13. Análisis de la inversión (Q).

	AÑO 0	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5
INGRESOS						
Ahorro neto de energía (diferencia entre los sistemas de aislamiento)		36,867	36,867	36,867	36,867	36,867
Total ingresos		36,867	36,867	36,867	36,867	36,867
EGRESOS						
Mantenimiento		-	-	-	-	-
Total gastos		-	-	-	-	-
Beneficio antes imp.		36,867	36,867	36,867	36,867	36,867
Impuestos (30%)		11,060	11,060	11,060	11,060	11,060
Beneficio neto		25,807	25,807	25,807	25,807	25,807
Más: depreciación		-	-	-	-	-
Inversión (Q185*45m)	8,280					
Flujo neto efectivo	(8,280)	25,807	25,807	25,807	25,807	25,807

TIR	311.4%
PERÍODO DE RECUPERACIÓN	0.68 años

IX. DISCUSIÓN

El objetivo de esta investigación es proponer mejoras en el sistema de agua caliente, que actualmente utiliza energía solar, en una planta de procesamiento y distribución de carnes. Para ello se realizó un análisis térmico de las instalaciones para así identificar dónde se encontraban las pérdidas más significativas dentro del sistema de distribución para verificar el funcionamiento ya existente de calentamiento de agua con paneles solares. Se determinó que las ineficiencias se encontraban en el sistema de distribución y no en la recolección y proceso de calentamiento del agua porque las temperaturas del agua después de haber pasado por el sistema de calefacción salía a una temperatura promedio de 99.6°C, mientras que en los puntos de distribución la temperatura era de 35.2°C en el área de marinados, 33.6°C en el área de tenderizado y 28.32°C en el área de molinos.

Considerando que se desconocían los datos para la realización de la investigación fue necesario determinar el caudal y la cantidad total de agua caliente que se utiliza en la planta por día. Se determinó un flujo volumétrico de 0.0009 m³/s (9376.300 kg/s). En los puntos de distribución se obtuvo una velocidad promedio de agua de 0.551 m/s, considerando que el agua fluye por gravedad a través de la planta. Acorde a la Tabla No. 3, las velocidades recomendadas para el dimensionamiento de la tubería están entre 1 y 3 m/s. Conforme a esto, es posible indicar que la tubería podría ser de menor diámetro. Esto permitiría además que una menor cantidad de agua se enfríe entre sanitizaciones y por ende disminuir la cantidad de agua que se desperdicia mientras se espera que llegue al punto final el agua caliente. Se consideró proponer la recirculación del agua, pero la diferencia de temperatura a la que sale en los distintos puntos en los que se requiere una salida de agua caliente para sanitizar versus el agua que ingresa del cisterna tratada es mayor varía entre los 10°C lo que significaría una mayor cantidad de energía para llevar al agua a la temperatura deseada. En las áreas se obtuvo una velocidad promedio de aire 0.04 m/s, esto permite que el flujo sea laminar y también cumplir con otro punto de las buenas prácticas de manufactura. Se utiliza un volumen diario de agua de 9.648 m³ diario y se cuenta con un tanque de almacenamiento de 9.425 m³ con resistencia de inmersión que permite que el agua se mantenga a la temperatura que deseada: 80°C. La diferencia en el volumen se asume que no afecta por el hecho que todas las superficies que se sanitizan ya fueron rociadas al menos una vez con agua caliente. Además que la hora de sanitización los puntos de distribución utilizan pistola, por lo que se podrían considerar variaciones también en los cálculos respecto a la cantidad usada.

Actualmente se utiliza un sistema de calefacción solar ubicado en la parte de afuera de la planta. Sin embargo, se desconocía la cantidad de energía que se estaba ahorrando con respecto al sistema que se tenía anteriormente, que constaba únicamente de una resistencia que elevaba el agua a una temperatura de alrededor a los 80°C. Tomando en cuenta la variación en energía generada por equipo (tanque con resistencia vrs. paneles solares) se está obteniendo un ahorro energético del 77%.

Como se mencionó al inicio de la discusión, se determinó que donde está la mayor oportunidad de mejora se encuentra en el canal de distribución de agua caliente. El análisis se realizó en las áreas de marinados de pollo, el área más cercana al punto de distribución, el área de tenderizados y el de moliendas, el más alejado del punto de distribución. Sin embargo, fue el área de tenderizado que presentó una mayor pérdida de calor (ver Tabla No. 8). En total, las pérdidas de calor por distribución fueron de 6.400kW, lo que representa Q97,873.92 en pérdidas por calor anuales. Fue por ello que se procedió a realizar el estudio del aislante. Se determinó que el espesor óptimo de aislante es 0.0426 m para el material que actualmente se tiene en planta, espuma de polietileno. Pero considerando que el proveedor y marca de aislante solamente maneja hasta 0.025 m de espesor, se considera esta como la mejor opción de mejora para el sistema de distribución de agua. Adicional a esto, se tienen unas pérdidas de calor que disminuiría aproximadamente un 25%, acorde a la Tabla No. 9. Ahora bien, lo anterior no considera si el agua llega o no a la temperatura deseada, ya que también se asumieron temperaturas de pared cercanas a la temperatura ambiente (lo cual se aleja de la realidad) pero no deja de ser una de las opciones más viables. Considerando lo anterior es que se realiza un análisis de espesores óptimos dada la temperatura que se desea, ver Tabla No. 10, y se determina que los espesores óptimos para las condiciones que se tienen en planta no son viables. Habiendo considerado todo lo anterior, lo que se recomienda es aumentar la temperatura inicial a una temperatura que soporte la pérdida de calor que se tiene en el canal de distribución.

Cabe mencionar que realizando un análisis del sistema de distribución se observaron las siguientes inconformidades: la temperatura máxima de operación, según la Tabla No.11, de la tubería de CPVC es de 82°C, cuando se requiere de una temperatura mínima de 70°C. Es decir, para compensar la pérdida de calor en el trayecto, se requiere de una temperatura inicial mayor a los 82°C. Es necesario tomar en cuenta que la temperatura en el inicio del canal de distribución supera la temperatura máxima de operación, siendo posible que actualmente se estén presentando o generando futuros problemas con la tubería. Para ello se recomienda verificar tuberías de otros materiales.

Se llevó a cabo un estudio económico sobre la inversión de instalar aislante de 0.025 m de espesor (25 mm) de espuma de polietileno y se determinó una TIR del 311.4%, representando un porcentaje aceptable para realizar el proyecto. Cabe mencionar que aunque la diferencia no es significativa, no hay riesgo de variaciones porque no está afecto a la producción. Es decir, que las horas y procedimientos de sanitización se realizan siempre ya sea para iniciar y/o para finalizar un batch (tres horas al día). Por lo que se puede asumir que a un mayor uso del sistema, mayor será el beneficio que representará.

X. CONCLUSIONES

1. La planta utiliza 9.648 m³ diario a una velocidad promedio de 0.551 m/s de agua.
2. El espesor óptimo, utilizando espuma de polietileno es de 0.0426 m.
3. El proyecto de instalación de aislante de espuma de polietileno con espesor de 0.025 m presenta una TIR del 311.4%. Representa un ahorro del 29% en energía térmica.

XI. RECOMENDACIONES

1. Se recomienda sacar la tubería de agua caliente de los cuartos de refrigeración. De esta manera, se eliminaría el gradiente tan grande de temperatura.
2. Se recomienda colocar un tanque de almacenamiento de agua caliente más grande y que soporte una temperatura mayor a la que se requiere en punto de distribución.
3. Para obtener un mayor provecho de la tubería, se recomienda cambiarla a diámetros entre $\frac{1}{2}$ " y $\frac{3}{4}$ ".
4. Se recomienda considerar como otro cambio potencial aumentar la temperatura al inicio, de manera también se pueden amortiguar las pérdidas causadas durante la distribución.
5. Se recomienda revisar el sistema de enfriamiento, considerando que el flujo de refrigerante tiene una temperatura de retorno de aproximadamente 100°C , analizar un intercambiador de calor para darle un provecho a esto.

XII. BIBLIOGRAFÍA

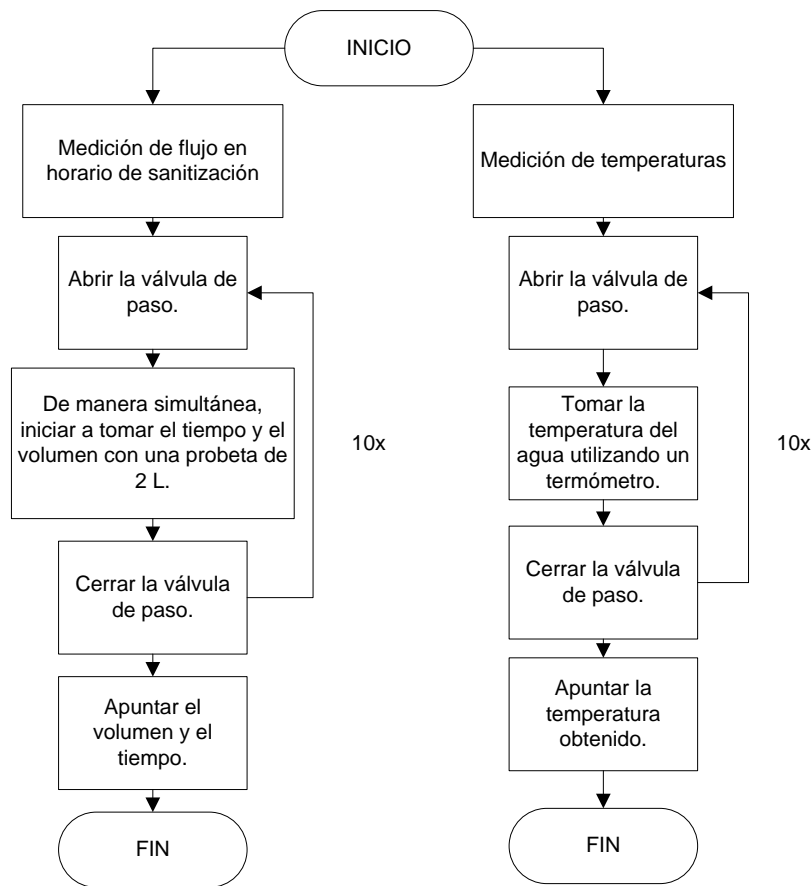
- Alimentos. Criterios microbiológicos para la inocuidad de alimentos. RTCA 67.04.50:08.* Reglamento Técnico Centroamericano.
- Alpirez, A. [2010]. «Los guatemaltecos reducen su consume de proteínas». *Elperiódico* [Guatemala]. 19 de febrero. [en línea]. <<http://www.elperiodico.com.gt/es/20100219/economia/138617/>> [consulta: 18 de abril del 2011]
- Çengel, Y. 2007. *Transferencia de calor y masa*. 3ra. Edición. Editorial Acribia, S.A. Zaragoza, España. Pp. 892.
- Kreith, F. y Kreider, J. 1978. *Principles of solar energy*. Series of termal and fluid engineer. Estados Unidos. Pp. 778.
- Madrid, A. 2009. *Energías renovables*. 1ra. Edición. Editorial Mundi-Prensa. España. Pp. 379.
- McCabe, W. et al. 2007. *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. 7° Edición. Editorial McGrawHill, México D.F. 1165 págs.
- Perry, R. 2008. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 8° Edición. Editorial McGrawHill. Pp. 2735.
- Peters, M. y Timmerhous, K. 1980. *Plant design and economics for chemical engineers*. 3ra. Edición. Editorial McGrawHill, USA. 1634 págs
- RAE. *Diccionario*. España. [en línea]. <<http://buscon.rae.es/draeI>> [consulta: 28 de octubre del 20011].
- Schneider, Sheryl. 2009. *Enfermedades transmitidas por alimentos y su impacto socioeconómico*. Informe técnico sobre ingeniería agrícola y alimentaria. Organización de las Naciones Unidas para la agricultura. Roma. [en línea]. <<ftp://ftp.fao.org/docrep/fao/011/i0480s/i0480s04.pdf>> [consulta: 18 de abril del 2011]
- Sinnot, R. y Towler, G. 2008. *Chemical engineering design*. USA.
- Thermal Insulation of H & V ductwork*. [2011]. TIMSA (Thermal Insulation Manufacturers and Suppliers Association). [en línea]. <<http://www.timsa.org.uk/>> [consulta: 19 noviembre del 2011]
- Why insulate?*. [2011]. TIMSA (Thermal Insulation Manufacturers and Suppliers Association). [en línea]. <<http://www.timsa.org.uk/>> [consulta: 19 noviembre del 2011]

XIII. APÉNDICES

A. PROCEDIMIENTO

Para la realización de la presente investigación inicialmente se tuvo que visitar las instalaciones para así comprender el sistema con el que se iba a trabajar. Además, se tomaron notas de equipos para así realizar la investigación de datos termodinámicos que apoyarían la investigación.

Figura No. 4
Procedimiento para la determinación de flujos y temperaturas.



B. DATOS ORIGINALES

Tabla No. 14 Descripción de tubería y aislante que se tiene actualmente en la planta.

	TUBERÍA	 AISLANTE
Material	CPVC	Espuma de polietileno
Descripción		Superlon 1" ID x 3/8 TK 25
Cédula	40"	
Diámetro nominal	1"	Para 1"
Diámetro interno	1.033 in	
Diámetro externo	1.315 in	
Conductividad térmica	$0.14 \frac{W}{m K}$	$0.0346 \frac{W}{m K}$
Espesor	0.133 in	0.009 m
Temperaturas de operación	No mayores a 82°C	-40°C a 105°C

Tabla No. 15 Datos obtenidos para el calcular los flujos que se manejan según el área de trabajo y largo de tubería hasta los puntos finales.

	Flujo de agua caliente		Flujo de aire en el ambiente	Distancia desde el punto de distribución de agua caliente hasta el punto de servicio* (m)
	Volumen (±5 mL)	Tiempo (±0.01 s)	Velocidad (±0.01 m/s)	
Área de marinados	1600	3.79	0.03	56.74
	1725	3.91	0.04	
	1700	3.67	0.04	
Área de tenderizados	1000	6.83	0.03	46.36
	1520	4.89	0.02	
	1500	4.69	0.03	
Área de molinos	900	5.1	0.06	81.35
	1000	4.5	0.03	
	800	4.5	0.05	

*Se determinó con el apoyo de los planos proporcionados por la empresa.

Tabla No. 16. Temperaturas obtenidas en los puntos donde se utiliza el agua para sanitización.

	Temperatura del agua ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Temperatura de la pared de tubería ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)	Temperatura del ambiente ($\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)
Área de marinado de pollo	35.2	31.6	6.3
	47.0	31.1	6.2
	39.0	31.8	6.6
	38.6	31.8	6.2
	41	31.9	6.4
	43	31.9	6.6
	47	31.6	6.4
	50.8	31.6	6.5
	44.6	31.6	6.4
	43	32	6.3
Área de tenderizado	33.3	11	6.9
	36.9	11.6	6.8
	28.8	14.1	7
	35.5	13.6	6.1
	30.9	11.7	5.9
	33.6	11.4	6.4
	31.5	11.3	6.5
	38.5	11.2	6.3
	28.6	11.2	5.9
	38	14	6.8
Área de molinos	30.8	11.5	9.8
	33	13.2	10.4
	30.7	10.2	6.1
	27.9	13.5	9
	23.3	14.8	8.6
	29.1	11.2	9.8
	31.6	14.9	7
	22.9	14.4	9.1
	22.7	10.7	6.1
	31.2	12.1	6.2

Tabla No. 17. Temperaturas de ingreso y salida de agua en los paneles solares.

Temperatura de entrada de agua ($\pm 0.1^\circ\text{C}$)	Temperatura de salida del agua ($\pm 0.1^\circ\text{C}$)
26.3	101.5
24.2	88
25.4	118.9
26.3	87
22	95.9
20.9	115.7
20.1	115
28.4	85.7
26.6	89
29.5	99

C. CÁLCULO DE MUESTRA

- Velocidad media. Ejemplo realizado con el flujo de agua en el área de marinados de pollo.

-Flujo volumétrico (utilizando datos promediados):

$$\dot{V} = \frac{\text{volumen}}{\text{tiempo}} = \frac{1600 \text{ mL}}{3.79 \text{ s}} = 442.19 \frac{\text{ml}}{\text{s}}$$

-Área transversal

$$A = \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \pi = \left(\frac{0.02623 \text{ m}}{2}\right)^2 \pi = 0.0005407 \text{ m}^2$$

-Velocidad promedio

$$\bar{V} = \frac{442.19 \frac{\text{mL}}{\text{s}} \left| \frac{1 \text{ m}^3}{1\,000\,000 \text{ mL}} \right.}{0.0005407 \text{ m}^2} = 0.818 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Determinación del número de Reynolds. Cálculo realizado con el agua y el aire. Ejemplo realizado con la tubería de aire del proceso de marinados de pollo.

$$Re = \frac{D\bar{V}}{\nu} \tag{12}$$

$$Re = \frac{0.051 \text{ m} * 0.04 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1.44 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 96.12$$

*Se realizó el mismo cálculo para las otras áreas del proceso y para el agua que fluye dentro de la tubería.

- Cálculo de las pérdidas de calor a través de convección. Ejemplo realizado con la tubería de aire del proceso de marinados de pollo.

-Área

$$A_1 = D\pi L_{total} \quad (13)$$

$$A_1 = 0.0514 \text{ m} * \pi * 56.78 \text{ m} = 9.16 \text{ m}^2$$

-Número de Nusselt

De la Tabla No. 5 seleccionar la ecuación que se adapta a la sección transversal que se está utilizando y al número de Re.

$$Nu = 0.911Re^{0.385}Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0.911 * 96.12^{0.385}(7.33 \times 10^{-1})^{1/3} = 5.17$$

-Coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$h = \frac{k}{D}Nu \quad (14)$$

$$h = \frac{0.02454 \frac{W}{m^{\circ}C} \times 5.17}{0.0514 \text{ m}} = 2.4682 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

-Resistencia térmica

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (15)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{2.4682 \frac{W}{m^2^{\circ}C} \times 9.16 \text{ m}^2} = 0.0442 \frac{^{\circ}C}{W}$$

-Pérdidas de calor, habiendo realizado el mismo procedimiento, pero con el agua y habiendo obtenido

$$R_{conv \text{ agua}} = 5.378E - 5 \frac{^{\circ}C}{W}$$

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = \frac{42.92^{\circ}C - 6.1^{\circ}C}{0.0442 \frac{^{\circ}C}{W} + 5.378E - 5 \frac{^{\circ}C}{W}} = 831.69 \text{ W}$$

- Transferencia de calor por conducción. Ejemplo realizado con la tubería del proceso de marinados de pollo.

$$q = \frac{-2\pi L (T_3 - T_1)}{\left(\frac{1}{k_A}\right) \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \left(\frac{1}{k_B}\right) \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \quad (16)$$

$$q = \frac{-2\pi 56.74 \text{ m} (304.95K - 316.07K)}{\left(\frac{1}{0.14 \frac{W}{mK}}\right) \ln\left(\frac{0.0167m}{0.0131m}\right) + \left(\frac{1}{0.0346 \frac{W}{mK}}\right) \ln\left(\frac{0.0257m}{0.0167m}\right)} = 279.52 \text{ W}$$

- Determinación del espesor óptimo de aislante. Ejemplo realizado utilizando las temperaturas que se están usando actualmente.

-Áreas, interna y externa para calcular la convección. Varía el radio según sea el caso y el largo utilizado es el total de la planta.

$$A = 2\pi rL \quad (17)$$

$$A_i = 2\pi * 0.0131m * 184.45m = 15.20 m^2$$

$$A_o = 2\pi * 184.45 * r_o = 1158.93r_o m^2$$

-Cálculo de resistencias, convección y conducción.

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (18)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi kL} \quad (19)$$

$$R_{conveccion\ agua} = \frac{1}{3618.71 \frac{W}{m^2\text{°C}} * 15.20m^2} = 1.8175E - 5 \frac{\text{°C}}{W}$$

$$R_{conduccion\ tuberia} = \frac{\ln\left(\frac{0.0167m}{0.0131m}\right)}{2\pi * 0.14 \frac{W}{m\text{°C}} * 184.45m} = 0.01488 \frac{\text{°C}}{W}$$

$$R_{conduccion\ aislante} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{0.0167m}\right)}{2\pi * 0.0346 \frac{W}{m\text{°C}} * 184.45m} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{0.0167m}\right)}{40.099 \frac{W}{\text{°C}}}$$

$$R_{conveccion\ aire} = \frac{1}{\left(\frac{0.0247 * 3.9064}{2r_o}\right) \frac{W}{mK} * 2\pi * r_o * 184.45m}$$

-Para obtener r_o se igualan a 0 ecuaciones indicadas a continuación. Se utilizó el “Solver” de Excel para su resolución.

$$q = \frac{291.88 K - 279.25 K}{1.8175E - 5 \frac{\text{°C}}{W} + 0.01488 \frac{\text{°C}}{W} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{0.0167m}\right)}{40.099 \frac{W}{\text{°C}}} + \frac{1}{\left(\frac{0.0247 * 3.9064}{2r_o}\right) \frac{W}{m\text{°C}} * 2\pi * r_o * 184.45m}$$

$$q = \frac{(294.58 K - 279.25 K)}{\frac{1}{\left(\frac{0.0247 * 3.9064}{2r_o}\right) \frac{W}{mK} * 2\pi * r_o * 184.45m}}$$

$$r_o = 0.0426m$$

$$x_{espesor\ aislante} = r_o - r_2 = 0.0259m$$

* Se realizó el mismo procedimiento con los espesores para otros materiales de aislantes y el mismo cálculo con utilizando las temperaturas que se deberían de trabajar.

- Determinación del calor proporcionado por el panel solar y por el sistema de calentamiento anterior. Para la realización de los cálculos se utilizaron los valores promedio de las propiedades.

Sistema de calentamiento actual:

-Panel solar, energía diaria:

$$q = mC_p\Delta T$$

$$q = 9376.3 \text{ kg} * 4197 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (372.75 - 298.15 \text{ K}) \left| \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}} \right) \right. = 2935683.76 \text{ kJ}$$

-Calentamiento eléctrico, energía diaria:

$$q = 9159 \text{ kg} * 4197 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (389.95 - 372.75 \text{ K}) \left| \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}} \right) \right. = 661029.2 \text{ kJ}$$

Sistema de calentamiento anterior:

-Calentamiento eléctrico, energía diaria:

$$q = 9159 \text{ kg} * 4197 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (372.75 - 298.15 \text{ K}) \left| \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}} \right) \right. = 2867648.10 \text{ kJ}$$

Ahorro en calentamiento eléctrico

$$q = \frac{2867648.10 \text{ kJ} - 661029.2 \text{ kJ}}{2867648.10 \text{ kJ}} * 100 = 76.95\%$$

*Se realizó el mismo cálculo para determinar el porcentaje de ahorro que se tendría en caso se cambiara el aislante y se tuviera una temperatura de agua de 80°C.

- Determinación del tamaño de tubería que mejor se adapta al proceso. Para su cálculo se utilizaron de soporte la Tabla No. 3.

$$D = \sqrt{\frac{\dot{V}}{\pi \bar{V}}} \cdot 2$$

$$D_{max} = \sqrt{\frac{0.00029779 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \left(1 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)} \cdot 2} \left| \frac{39.3700787 \text{ pulg}}{1 \text{ m}} \right. = \frac{3}{4}''$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{0.00029779 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \left(1 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)} \cdot 2} \left| \frac{39.3700787 \text{ pulg}}{1 \text{ m}} \right. = \frac{4}{9}''$$

D. DATOS CALCULADOS

Tabla No. 18. Temperaturas promedio obtenidas en distintos puntos de la planta de carnes.

	T_{amb}	T_w	T_{agua}	T_{aire}
	°C / K	°C / K	°C / K	°C / K
MARINADOS DE POLLO	6.1 / 279.25	42.92 / 316	31.8 / 304.95	12.1 / 285.15
TENDERIZADO	6.4 / 279.55	33.9 / 307	12 / 285.15	14.5 / 287.65
MOLINOS	8.2 / 281.35	28.8 / 302	12.4 / 285.55	16.0 / 289.15

Tabla No. 19. Propiedades termodinámicas a temperaturas de operación para calcular pérdidas de calor por convección.

		T_{prom} (°C)	k (W/mK)	v (m ² /s)	Pr	Nu	μ (kg/ms)	ρ (kg/m ³)	Re	Cp (J/kgK)
Marinado de pollo	aire	12.1	0.02	1.44E-5	0.73	5.17	1.79E-5	1.24	96.12	1006.41
	agua	42.9	0.63		1.62	4.34	6.20E-4	990.93	34311.08	4179.58
Tenderizado	aire	14.5	0.02	1.47E-5	0.73	3.90	1.80E-5	1.23	52.62	1006.89
	agua	33.9	0.62		4.96	3.57	7.37E-4	994.44	16956.57	4178.00
Molienda	aire	16.0	0.02	1.48E-5	0.73	4.93	1.81E-5	1.22	86.90	1007.20
	agua	28.8	0.61		5.59	2.69	8.20E-4	996.24	11324.34	4178.48
Optimización	aire	14.2	0.02	1.46E-5	0.73	3.91	1.80E-5	1.23	52.71	1006.83
	agua	35.2	0.62		4.81	9.35	7.17E-4	993.92	17429.62	4178.00

Tabla No. 20. Propiedades termodinámicas utilizadas para calcular la convección. Calor perdido por convección y por conducción.

	h (W/m ² K)	A_s (m ²)	R_{conv} K/W	Q_{conv} (W)	Q_{cond} (W)	Q_{TOTAL} (W)	
Marinado de pollo	1.375	9.16	0.04	1075.5	279.521	1.3906	
		4.68	0.00				
Tenderizados	3.278	97.07	0.01	2830.1	449.754	5.7464	
		3.82	0.01				
Molienda	1.745	170.34	0.03	1153.7	591.069	1.8239	
		6.71	0.00				
TOTAL						6.400	Q97,873.92 anuales

Tabla No. 21. Propiedades termodinámicas utilizando aislante de 0.025 m (25mm).

		T_{prom} (°C)	k (W/mK)	v (m ² /s)	Pr	Nu	μ (kg/ms)	ρ (kg/m ³)	Re	Cp (J/kgK)
Marinado de pollo	aire	12.1	0.02	1.44E-5	0.73	7.01	1.79E-5	1.24	184.76	1.0E+03
	agua	42.9	0.63		1.62	12.81	6.20E-4	990.93	1729.18	4.2E+03
Tenderizado	aire	14.5	0.02	1.47E-5	0.73	4.89	1.80E-5	1.23	85.38	1.0E+03
	agua	33.9	0.62		4.96	16.23	7.37E-4	994.44	1458.83	4.2E+03
Molienda	aire	16	0.02	1.48E-5	0.73	6.18	1.81E-5	1.22	140.99	1.0E+03
	agua	28.8	0.61		5.59	15.52	8.20E-4	996.24	1313.31	4.2E+03

Tabla No. 22. Calor perdido utilizando aislante de 0.025 m (25mm).

	Q_{conv} (W)	Q_{cond} (W)	Q_{TOTAL} (kW)
Marinado de pollo	140.7	1062.680	1.203
Tenderizados	226.4	1638.778	1.865
Molienda	297.6	623.103	0.921
TOTAL			3.989
			Q61,007.36 anuales

Tabla No. 23. Temperaturas, calor generado por los paneles y ahorro que representan los paneles.

Temperatura de entrada de agua (°C)	Temperatura de salida del agua (°C)	q_{TOTAL} (kJ)	Porcentaje de ahorro
25.0	99.6	2935683.76	76.95

Tabla No. 24. Comparación de radios óptimos según el tipo de aislante.

	T_{agua} (°C)	T_{ambiente} (°C)	T_w (°C)	A_1 (m ²)	$R_{\text{conv agua}}$ (K/W)	$R_{\text{cond tubo}}$ (K/W)	r^3 (m)	x (m)	
Espuma de polietileno	21.43	6.1	18.73	15.2042	2.96118×10^{-4}	0.00148763	0.0426	0.0259	
Espuma de polietileno	80	6.1	10				9.9541	9.937	
Lana mineral	80	6.1	10				9.6511	9.634	
Fibra de vidrio	80	6.1	10				8.7882	8.788	
Espuma de poliuretano	80	6.1	10				2.87491×10^{-4}	6.3900	6.3733
Espuma de Polisocianurato	80	6.1	10					5.5328	5.5161
Espuma fenólica	80	6.1	10					4.1086	4.0919
Hule de nitrilo	80	6.1	10					10.0436	10.0269

Tabla No. 24. Pérdidas de calor vrs. espesor de aislante de espuma de polietileno.

x (m)	r^3 (m)	R_{aislante} (K/W)	h_{conv} (W/m ² K)	Q (kW)	Pérdidas anuales (Q)	Ahorro respecto al sistema actual (%)
0.009	0.05480	0.0108	1.8770	2.521	Q21,783.32	
0.013	0.06750	0.0144	1.6242	2.252	Q19,455.10	10.69%
0.019	0.08020	0.0189	1.3513	1.982	Q17,126.67	21.38%
0.025	0.09290	0.0228	1.1568	1.800	Q15,554.92	28.59%

*Se utilizó A_1 : 15.2042 m²; $R_{\text{conv agua}}$: 1.975×10^{-5} K/W; $R_{\text{cond tubo}}$: 0.00149 K/W; $R_{\text{conv aire}}$: 0.0179 K/W; T_{agua} : 80°C y T_{amb} : 6.1°C.

Tabla No. 25. Inversión de aislante.

	AÑO 0	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5
INGRESOS						
Ahorro neto de energía (diferencia entre los sistemas de aislamiento)		36,867	36,867	36,867	36,867	36,867
Total ingresos		36,867	36,867	36,867	36,867	36,867
EGRESOS						
Mantenimiento		-	-	-	-	-
Total gastos		-	-	-	-	-
Beneficio antes imp.		36,867	36,867	36,867	36,867	36,867
Impuestos (30%)		11,060	11,060	11,060	11,060	11,060
Beneficio neto		25,807	25,807	25,807	25,807	25,807
Más: depreciación		-	-	-	-	-
Inversión (Q185*45m)	8,280					
Flujo neto efectivo	(8,280)	25,807	25,807	25,807	25,807	25,807

TIR	311.4%
PERÍODO DE RECUPERACIÓN	0.68 años

E. ANÁLISIS DE ERROR

– Cálculo de la media. Ejemplo realizado con las temperaturas de agua del área de marinados de pollo.

Ecuación : media. $\bar{x} = \frac{\sum x}{N}$ (Skoog, 2005)

$$\bar{x} = \frac{(35.2 + 47.0 + 39.0 + 38.6 + 41.0 + 43.0 + 47.0 + 50.8 + 44.6 + 43.0)^{\circ}C}{10} = 42.9^{\circ}C$$

*Se aplicó el mismo cálculo con los flujos volumétricos y temperaturas de todas las áreas de la planta.

F. PLANO

Figura No. 5. Diagrama de flujo.

P: panel solar plano
 T: temperatura en depósitos solares
 T_{ag}: temperatura de agua
 T_c: temperatura controlada
 T_w: temperatura de pared
 V_a: velocidad del agua

