

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE  
GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Diseño de una línea de vapor para reemplazar una ya existente  
en la planta de Rotoprin, S.A que se dedica a la fabricación de  
empaques flexibles

Trabajo de investigación presentado por Katherine Arimany Palomo para  
optar al grado académico de Licenciada en Ingeniería Química

Guatemala

2008



“Diseño de una línea de vapor para reemplazar una ya existente en la planta de Rotoprin, S.A que se dedica a la fabricación de empaques flexibles”

# UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

“Diseño de una línea de vapor para reemplazar una ya existente en la planta de Rotoprin, S.A que se dedica a la fabricación de empaques flexibles”

Trabajo de investigación presentado por Katherine Arimany Palomo para optar al grado académico de Licenciada en Ingeniería Química

Guatemala

2008



Vo.Bo.:

(f)

Ing. Gamalici Zambrano Ruano

Tribunal:

(f)

Ing. Gamaliel Zambrano Ruano

(f)

Ing. Jorge Luis Muñoz

(f)

Ing. Oscar Maldonado

Aprobado el 19 de enero del 2,009

## **PREFACIO**

Nuestro trabajo como Ingenieros Químicos es buscar soluciones a los problemas técnicos y económicos de las empresas industriales. Hace poco tiempo descubrí que la línea de vapor de la planta de Rotoprin, S.A. era deficiente, debido a falta de aislantes y mala distribución de la tubería, y decidí realizar un análisis profundo para cuantificar pérdidas innecesarias de calor y por ende dinero, y proponer una solución.

En junio del año 2008 inicié el proyecto con un plan de investigación y experimentación que me llevó a realizar una serie de cálculos para cuantificar el calor perdido en la planta y así poder luego proponer una solución. Puedo decir que fue un proyecto apasionante, encontré problemas que con disciplina, paciencia y criterio pude resolver. Fue un reto del cual me siento orgullosa y satisfecha por haber cumplido con el objetivo y haber llegado a la meta.

Agradezco de todo corazón a todos los que me apoyaron durante la realización de este trabajo, en especial a Dios, a mi papá y próximamente colega, mamá y hermanos, por ser mis mejores amigos y estar siempre conmigo, a Olivier Nuyens, y a todos los colaboradores de la Universidad del Valle de Guatemala, en especial al Ing. Gamaliel Zambrano, por su apoyo incondicional.

# ÍNDICE

	Página
Prefacio.....	vi
Índice de tablas.....	xi
Índice de figuras .....	xiv
Resumen .....	xvi
I. Introducción.....	1
II. Antecedentes.....	2
A. Transferencia de calor.....	2
1. Calor y otras formas de energía.....	2
2. Mecanismos de transferencia de calor.....	3
a. Conducción de calor.....	3
b. Convección.....	4
c. Radiación.....	4
3. Sistemas de transferencia de calor combinados.....	6
4. Coeficiente total de transferencia de calor.....	9
5. Aislamiento térmico.....	9
6. Calderas.....	11
B. Sistemas de tubería de vapor.....	12
1. Propiedades del vapor.....	12
a. Presión.....	13
b. Tablas de vapor.....	13
c. Volumen.....	13
d. Viscosidad.....	14
2. Materiales de tubería.....	14
3. Velocidad de flujo de vapor en tuberías.....	14

	Página
4. Caída de presión.....	16
a. Ecuación de caída de presión de Darcy.....	17
b. Ecuación de Colebrook-White.....	18
c. Fórmula de Unwin.....	19
d. Fórmula de Babcock.....	20
e. Ecuación de Fritzsche.....	20
5. Grosor de pared de la tubería.....	22
6. Determinación de tamaño de tubería.....	23
7. Válvulas y accesorios.....	23
a. Pérdidas menores.....	24
b. Expansión y reducción de la tubería.....	24
c. Pérdidas de entrada y salida de la tubería.....	26
III. Justificación.....	27
IV. Objetivos.....	28
A. Generales.....	28
B. Específicos.....	28
V. Problema a resolver.....	29
VI. Metodología.....	30
VII. Resultados.....	31
VIII. Discusión.....	42
IX. Conclusiones.....	45
X. Recomendaciones.....	46
XI. Bibliografía.....	47
XII. Apéndice.....	48
A. Tablas de datos y cálculos realizados.....	48

1.	Datos experimentales y calculados para determinar la eficiencia de la caldera.....	48
2.	Datos experimentales y calculados para realizar el balance global de energía bajo las condiciones actuales de la planta.....	50
3.	Datos experimentales y calculados para determinar la pérdida de calor por radiación en la tubería bajo las condiciones actuales de la planta.....	52
4.	Datos calculados utilizados para determinar la pérdida de calor por convección en la tubería, bajo las condiciones actuales de la planta.....	54
5.	Calor total perdido a lo largo de la tubería, bajo las condiciones actuales de la planta.	55
6.	Datos experimentales y calculados utilizados para determinar la pérdida de calor por convección en las marmitas de la parafinadora.....	55
7.	Datos experimentales y calculados utilizados para determinar el requerimiento de vapor en la planta.....	56
8.	Dimensiones del tanque recolector de condensados.....	57
B.	Muestra de cálculos realizados para determinar la eficiencia de la caldera.....	58
1.	Determinación de calor de vapor generado.....	58
2.	Determinación de calor de diesel consumido.....	59
3.	Determinación de eficiencia de la caldera.....	60
C.	Muestra de cálculos realizados para el balance global de energía bajo las condiciones actuales de la planta.....	60
1.	Determinación de calor alimentado al sistema.....	60
2.	Determinación de calor consumido en la parafinadora.....	60
3.	Determinación de calor consumido en la estación 5 de la impresora.....	61
4.	Determinación del calor total consumido en el sistema.....	61
5.	Determinación del calor perdido en el sistema.....	61
6.	Determinación del porcentaje de calor perdido en el sistema.....	61
D.	Muestra de cálculos realizados para determinar las pérdidas de calor a lo largo de la tubería bajo las condiciones actuales de la planta.....	62
1.	Determinación del calor total perdido por radiación.....	62
2.	Determinación del calor total perdido por convección.....	63

	Página
3. Determinación del calor total perdido.....	64
4. Determinación del porcentaje de calor perdido en el sistema.....	64
E. Muestra de cálculos realizados para determinar las pérdidas de calor en las marmitas de la parafinadora.....	64
1. Determinación de pérdida de calor en la marmita 1.....	64
2. Determinación de pérdida total de calor en las marmitas.....	66
3. Determinación del porcentaje de calor perdido en el sistema.....	65
F. Muestra de cálculos realizados para determinar el requerimiento de vapor en la planta y el flujo de condensados.....	66
1. Determinación del calor total requerido para calentar el aire en la impresora.....	66
2. Determinación del calor total requerido en la parafinadora.....	66
3. Determinación del calor total requerido en la planta.....	67
G. Muestra de cálculos realizados para determinar las dimensiones del tanque recolector de condensados.....	69
H. Análisis económico.....	70
1. Costo de generación de vapor con 71.41 % de eficiencia de caldera comparado con el costo de generación de vapor con 86.00 % de eficiencia de caldera.....	70
2. Determinación del costo del calor total perdido calculado por medio del balance global de energía.....	72
3. Determinación del costo del calor total perdido calculado por medio de la diferencia de temperatura entre la superficie del sistema y el ambiente.....	72
4. Flujo de caja.....	74
I. Planos .....	75
J. Factores utilizados .....	81

## ÍNDICE DE TABLAS

	Página
Tabla 1. Conductividades térmicas de algunos metales, sólidos, líquidos y gases no metálicos.....	4
Tabla 2. Emisividad de algunos materiales a 300 K.....	5
Tabla 3. Variación de viscosidad con la temperatura y presión.....	14
Tabla 4. Velocidades de vapor en tuberías.....	15
Tabla 5. Rugosidad interna de la tubería.....	19
Tabla 6. Factores de velocidad del sonido para $\gamma=1.3$ .....	21
Tabla 7. Factores de velocidad del sonido para $\gamma=1.4$ .....	22
Tabla 8. Longitud equivalente de válvulas y accesorios.....	23
Tabla 9. Factores de K.....	26
Tabla 10. Eficiencia Actual de la caldera y costo de operación.....	31
Tabla 11. Eficiencia esperada de la caldera y costo de operación.....	31
Tabla 12. Costo total por pérdida de calor según balance global de energía en condiciones actuales.....	31
Tabla 13. Pérdida de calor por radiación y convección a lo largo de la tubería.....	31
Tabla 14. Pérdida de calor total por convección en las marmitas de la parafinadora.....	31
Tabla 15. Pérdida de calor total por convección en el sistema y costo total equivalente.....	31
Tabla 16. Flujo volumétrico de condensados.....	41
Tabla 17. Volumen, diámetro y altura del tanque recolector de condensados.....	41
Tabla 18. Especificaciones de la bomba a utilizar en el retorno de condensados.....	41
Tabla 19. Inversión, VAN, TIR y período de recuperación de inversión.....	41
Tabla 20. Dimensiones de tanques.....	48
Tabla 21. Datos experimentales de consumo de diesel.....	48
Tabla 22. Datos experimentales de operación en la caldera.....	48
Tabla 23. Datos experimentales de operación en el tanque de ahogamiento.....	48

Tabla 24. Datos calculados para determinar el volumen de condensados.....	48
Tabla 25. Datos teóricos y calculados para determinar el flujo másico de condensados.....	49
Tabla 26. Datos teóricos y calculados para determinar el calor de los condensados.....	49
Tabla 27. Datos teóricos y calculados para determinar el flujo másico de consumo de diesel.....	49
Tabla 28. Datos teóricos y calculados para determinar el calor de diesel consumido.....	49
Tabla 29. Eficiencia de la caldera.....	49
Tabla 30. Tiempo de operación.....	50
Tabla 31. Datos experimentales de consumo de diesel.....	50
Tabla 32. Cantidad y temperatura de condensados de las parafinadora y estación 5 de la impresora.....	50
Tabla 33. Datos calculados para determinar el calor alimentado a la caldera.....	50
Tabla 34. Datos calculados para determinar el flujo volumétrico de los condensados en la parafinadora.....	51
Tabla 35. Datos calculados para determinar el flujo de calor consumido en parafinadora.....	51
Tabla 36. Datos calculados para determinar el flujo volumétrico de los condensados en la estación 5 de la impresora.....	51
Tabla 37. Datos calculados para determinar el flujo de calor consumido en la estación 5 de la impresora.....	51
Tabla 38. Datos calculados para realizar el balance global de energía.....	52
Tabla 39. Propiedades de operación y constantes del sistema.....	52
Tabla 40. Datos experimentales de operación.....	52
Tabla 41. Datos calculados para determinar la pérdida de calor por radiación.....	54
Tabla 42. Datos calculados y correlaciones utilizados para determinar el calor por convección.....	54
Tabla 43. Coeficiente de transferencia de calor por convección y cálculo de calor total perdido por convección.....	55
Tabla 44. Calor total perdido y porcentaje que representa.....	55
Tabla 45. Dimensiones de marmitas de la parafinadora.....	55



Tabla 46. Datos calculados para determinar la pérdida de calor por convección en las marmitas.....	56
Tabla 47. Calor de convección perdido en las marmitas bajo las condiciones actuales de la planta.....	56
Tabla 48. Condiciones de operación y propiedades del aire que entra a la impresora.....	56
Tabla 49. Datos experimentales y calculados para determinar calor requerido para calentar el aire.....	56
Tabla 50. Condiciones de operación y propiedades de la parafina utilizada en la parafinadora.....	56
Tabla 51. Masa de parafina y calor requerido en las marmitas y bandeja de la parafinadora.....	57
Tabla 52. Requerimiento de calor total en la planta y flujo de condensados.....	57
Tabla 53. Valores de calor latente y sensible de los condensados utilizados para determinar el porcentaje de vapor espontáneo.....	57
Tabla 54. Porcentaje y flujo másico de vapor espontáneo.....	57
Tabla 55. Flujo real de condensados.....	57
Tabla 56. Volumen máximo, diámetro y altura del tanque recolector de condensados.....	57
Tabla 57. Condiciones de operación de la planta.....	72
Tabla 58. Accesorios necesarios.....	74
Tabla 59. Costos.....	74
Tabla 60. Flujo de caja.....	75
Tabla 61. Costos considerando el 20 % de instalación.....	82
Tabla 62. Flujo de caja considerando el 20 % de instalación.....	82

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
Figura 1. Conducción a través de un sistema de tres capas en serie.....	6
Figura 2. Circuito térmico con conducción y convección en serie.....	7
Figura 3. Circuito térmico con convección y radiación actuando en paralelo.....	8
Figura 4. Intervalos de las conductividades térmicas de aislantes térmicos y productos de conductividad térmica y densidad en masa.....	10
Figura 5. Intervalos de conductividad térmica de materiales aislantes fibrosos y celulares típicos. Las temperaturas de uso máximo están a la derecha de los aislantes.....	11
Figura 6. Expansión y reducción repentina de la tubería.....	25
Figura 7. Expansión y reducción gradual de la tubería.....	26
Figura 8. Coeficiente de caída de cabeza por expansión gradual de la tubería.....	26
Figura 9. Balance global de energía del sistema de vapor en condiciones actuales.....	31
Figura 10. Planta arquitectónica. Nueva propuesta de instalación de distribución de vapor.....	32
Figura 11. Elevación lateral. Nueva propuesta de instalación de distribución de vapor.....	33
Figura 12. Elevación lateral. Sistema principal de distribución de vapor.....	34
Figura 13. Planta arquitectónica. Dimensiones de nueva propuesta de instalación.....	35
Figura 14. Elevación lateral. Dimensiones de nueva propuesta de instalación.....	36
Figura 15. Planta arquitectónica. Nueva propuesta de retorno de condensados.....	37
Figura 16. Elevación lateral. Nueva propuesta de retorno de condensados.....	38
Figura 17. Planta arquitectónica. Dimensiones nueva propuesta de retorno de condensados.....	39
Figura 18. Elevación lateral. Dimensiones nueva propuesta de retorno de condensados.....	40
Figura 19. Balance de masa y energía del sistema diseñado.....	41
Figura 20. Flujo de caja.....	75

	Página
Figura 21. Planta arquitectónica. Planta de Rotoprín, S.A.....	76
Figura 22. Elevación lateral. Planta de Rotoprín, S.A.....	77
Figura 23. Planta arquitectónica. Condiciones actuales de operación.....	78
Figura 24. Elevación lateral. Condiciones actuales de operación.....	79
Figura 25. Ubicación y temperatura superficial de cada tramo utilizado para determinar el calor total perdido por convección a lo largo de la tubería.....	80
Figura 26. Factores para calentamiento de gases fuera de tuberías sencillas horizontales, convección natural.....	81
Figura 27. Factores para calentamiento de gases fuera de tuberías sencillas verticales o en platos verticales, convección natural.....	81
Figura 28. Flujo de caja considerando el 20 % de instalación.....	82
Figura 29. Factores de estimación para calcular el costo de la instalación del equipo.....	83

## RESUMEN

En este trabajo se presenta el diseño de un Sistema de Vapor de la planta de Rotoprin, S.A., la cual se dedica a la fabricación de empaques flexibles, con el objetivo de reemplazar el sistema actualmente instalado y lograr un ahorro en el consumo de combustible en la planta.

Se realizó un análisis del sistema actual para determinar la eficiencia de la caldera y la pérdida de calor total, para determinar el costo que dicha pérdida representa y justificar la factibilidad de la inversión necesaria para llevar a cabo el desarrollo de la propuesta presentada.

Se determinó una eficiencia de caldera de 71.41 %. Para determinar la pérdida de calor total se llevaron a cabo dos procedimientos. El primero consistió en un balance global de energía el cual determinó una pérdida de calor total de 9.1024 kJ/s equivalente a Q. 66,432.55 pedidos al año. El segundo método consistió en determinar el calor total perdido por medio de un análisis de transferencia de calor desde la superficie del sistema, la cual se encontraba a alta temperatura por falta de aislante, hacia los alrededores. Se obtuvo un resultado de 6.5220 kJ/s equivalente a Q. 47,242.40 perdidos al año.

Una vez determinadas las condiciones actuales del sistema, se determinó el calor total requerido en la planta el cual es de 211.3487 kJ/s, equivalente a un flujo de condensados de 97.5206 galones por hora.

Este análisis permitió llevar a cabo el diseño del nuevo sistema, en el cual se tomó en cuenta la presión, temperatura y flujo de vapor necesario.

Se diseñó un sistema de vapor principal con tubería de hierro negro de 2 pulgadas de diámetro, cédula 80, que distribuye el vapor hacia un sistema central de control del cual salen 4 líneas independientes de tubería de hierro negro de 1 ½ pulgadas de diámetro, cédula 80.

Se diseñó el sistema de condensados con tubería del mismo material, de ½ pulgada de diámetro y cédula 40 y se determinó el volumen del tanque recolector de condensados de 0.4800 m<sup>3</sup>, 0.6700 m de diámetro y 1.3400 m de longitud, conectado a una bomba de ½ HP.

Se determinó que la inversión necesaria para instalar el diseño propuesto es de Q.76,809.00 con un VAN de Q.102,277.00 y TIR de 54.53 %, lo cual confirma la factibilidad del proyecto.

# I. INTRODUCCIÓN

Debido a las propiedades de la transferencia de calor, el vapor es ampliamente utilizado en las plantas industriales como fuente de energía térmica. Varios métodos son utilizados para la generación de vapor, de los cuales el más importante es el uso de las calderas, que transfieren la energía del combustible al líquido para generar vapor saturado a diferentes presión y temperatura. Para que esto sea un proceso eficiente, el sistema de generación y distribución de vapor debe trabajar bajo condiciones óptimas.

Este trabajo trata sobre el diseño de la línea de vapor de la planta de Rotoprin S.A. en la cual se fabrican empaques flexibles, con el objetivo de que la línea de vapor existente pueda ser reemplazada para obtener un mejor funcionamiento y mayor eficiencia. Para esto fue necesario realizar un análisis actual del circuito de vapor que contenga la eficiencia y capacidad de la caldera, diseño de distribución de vapor y alimentación a cada máquina, sistema de retorno de condensados, ubicación y funcionamiento de cada accesorio, y aislamiento de la tubería.

Luego de conocer las condiciones actuales de la línea de vapor se procede al cálculo de requerimiento de vapor en la planta, el cual se obtiene al analizar el proceso y calcular el flujo de energía térmica necesaria para el mismo. Se identifican deficiencias en la línea y se procede al diseño de una línea nueva.

Por ser un análisis termodinámico, mecánico y de transferencia de calor se deben tener presentes todos los fundamentos teóricos de transferencia de calor, termodinámica, flujo de fluidos, diseño de plantas y selección y funcionamiento de accesorios y tuberías que tengan relación con la generación y distribución de vapor dentro de una planta industrial.

Rotoprin S.A. cuenta con dos procesos que requieren alimentación de vapor, el primero es de parafinado de la película flexible, en el cual se eleva la temperatura de la mezcla de parafina y diferentes aditivos; el segundo es el secado de la tinta con aire caliente en el proceso de impresión por método de rotograbado, en el cual aire a temperatura ambiente circula por un intercambiador de calor con vapor.

En este proyecto se realizó el análisis financiero para determinar el retorno de la inversión y beneficio aportado a la empresa y analizar el impacto obtenido en los gastos de operación del sistema.

## II. ANTECEDENTES

### A. Transferencia de calor

1. Calor y otras formas de energía. La energía puede existir en numerosas formas, tales como térmica, mecánica, cinética, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear, y la suma constituye la energía total  $E$  de un sistema. Las formas de energía relacionadas con la estructura molecular de un sistema y con el grado de la actividad molecular se conocen como energía microscópica. La suma de todas las formas microscópicas de energía se llama energía interna de un sistema y se denota por  $U$  (Çengel, 2004: 6).

La unidad internacional de energía es el *joule* (J) o el *kilojoule* ( $\text{kJ} = 1000 \text{ J}$ ).

En el sistema inglés, la unidad de energía es la unidad térmica británica (Btu, *British thermal unit*), que se define como la energía necesaria para elevar en  $1^\circ\text{F}$  la temperatura de 1 lbm de agua a  $60^\circ\text{F}$ ; ( $1\text{Btu} = 1.055056 \text{ kJ}$ ) (Çengel, 2004: 6).

La energía interna se puede concebir como la suma de las energías cinética y potencial de las moléculas. La parte de energía interna de un sistema asociada con la energía cinética de las moléculas se llama energía sensible o calor sensible (Çengel, 2004: 6).

La energía interna también se asocia con las fuerzas que ejercen entre sí las moléculas de un sistema. Estas fuerzas ligan a las moléculas mutuamente y son más fuertes en los sólidos y más débiles en los gases. Si se agrega energía suficiente a las moléculas de un sólido o de un líquido, vencerán estas fuerzas moleculares y se separarán pasando el sistema a ser gas. Éste es un proceso de cambio de fase y, debido a esta energía agregada, un sistema en fase gaseosa se encuentra en un nivel más alto de energía interna que si estuviera en fase sólida o líquida. La energía interna asociada con la fase de un sistema se llama energía latente o calor latente (Çengel, 2004: 7).

En el análisis de los sistemas que comprenden el flujo de fluidos, con frecuencia se encuentra la combinación de las propiedades  $u$  y  $Pv$ . En beneficio de la sencillez y por conveniencia, a esta combinación se le define como entalpía  $h$ . Es decir,  $h=u+Pv$ , en donde el término  $Pv$  representa la energía de flujo de fluido (también llamada trabajo de flujo) (Çengel, 2004: 7).

El calor específico se define como la energía requerida para elevar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado. En general, esta energía depende de cómo se ejecuta el proceso (Çengel, 2004: 7).

2. Mecanismos de transferencia de calor. Siempre que existe un gradiente de temperatura en un sistema, o dos sistemas con diferentes temperaturas se ponen en contacto se transfiere energía mediante un proceso de transferencia de calor (Çengel, 2004: 17). La transferencia de calor puede definirse como la transmisión de energía de una región a otra, como consecuencia de una diferencia de temperatura entre ellas (Nohn y Kreith, 2001: 3).

Todos los procesos de transferencia de calor implican transporte y conversión de la energía. Por consiguiente, deben obedecer tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica (Nohn y Kreith, 2001: 3).

Se reconocen tres modos distintos de transferencia de calor: conducción, radiación y convección (Nohn y Kreith, 2001: 3).

a. Conducción de calor. Modo de transferencia de calor que ocurre cuando existe un gradiente de temperatura en un medio sólido, el calor fluye de la región con mayor temperatura a la región con menor temperatura. La razón a la cual se transfiere el calor por conducción  $\dot{Q}_{cond}$ , es proporcional al gradiente de temperatura  $dT/dx$  por el área a través de la cual se transfiere el calor (Nohn y Kreith, 2001: 4):

$$\dot{Q}_{cond} \propto A \frac{dT}{dx} \quad \text{Ecuación 1}$$

En esta relación  $T(x)$  es la temperatura local y  $x$  es la distancia en la dirección del flujo de calor. La razón real de flujo de calor depende de la conductividad térmica  $k$ , la cual es una propiedad física del medio que indica la cantidad de calor que fluye por unidad de tiempo a través de un área unitaria cuando el gradiente de temperatura es unitario (Nohn y Kreith, 2001: 4). Entonces, para la conducción a través de un medio homogéneo, la tasa de transferencia de calor es

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = kA \frac{dT}{dx} \quad \text{Ecuación 2}$$

La ecuación anterior se conoce como la ley de Fourier de conducción de calor en honor del científico francés J.B.J Fourier, que la propuso en 1822 (Çengel, 2004: 18).

Tabla 1. Conductividades térmicas de algunos metales, sólidos, líquidos y gases no metálicos (Bohn y Kreith, 2001: 5)

Material	Conductividad térmica a 300 K (540 R)	
	W/m K	Btu/h ft °F
Cobre	399	231
Acero al carbón, 1 % de C	43	25
Plástico	0.2 - 0.3	0.12 - 0.17
Agua	0.6	0.35
Aire	0.026	0.02

**b. Convección.** Es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura (Çengel, 2004: 25).

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Por otro lado, se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido (Çengel, 2004: 26).

La rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad \text{Ecuación 3}$$

donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en  $W/m^2\text{°C}$  o  $Btu/h\ ft^2\ \text{°F}$ ,  $A_s$  es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección,  $T_s$  es la temperatura de la superficie y  $T_\infty$  es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie. En la superficie, la temperatura del fluido es igual a la del sólido (Çengel, 2004: 26).

**c. Radiación.** Es la energía emitida por la materia en la forma de ondas electromagnéticas (o fotones), como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de energía por radiación no requiere la presencia de un medio interpuesto (Çengel, 2004: 27).

La radiación térmica es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura, es un fenómeno volumétrico y suele considerarse como un fenómeno superficial para los sólidos que son opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera, y las rocas (Çengel, 2004: 27).



La velocidad máxima de radiación que puede ser emitida desde una superficie a una temperatura  $T_s$  (en K o R) se expresa por la ley de Stefan-Boltzmann como

$$\dot{Q}_{emitida,máx} = \sigma A_s T_s^4 \quad \text{Ecuación 4}$$

donde  $\sigma = 5.67 \times 10^{-18} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ , o bien,  $0.1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/hft}^2\text{R}^4$  es la constante de Stefan-Boltzmann. La superficie idealizada que emite radiación a esta velocidad máxima se llama cuerpo negro y la radiación emitida por éste es la radiación del cuerpo negro. La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad \text{Ecuación 5}$$

En donde  $\varepsilon$  es la emisividad de la superficie. La emisividad cuyo valor está en el intervalo de  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , es una medida de cuán próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual  $\varepsilon = 1$  (Çengel, 2004: 28).

Tabla 2. Emisividad de algunos materiales a 300 K  
(Çengel, 2004: 28)

Material	Emisividad
Aluminio anodizado	0.82
Cobre pulido	0.03
Acero inoxidable pulido	0.17
Pintura negra	0.98
Pintura blanca	0.90
Ladrillo rojo	0.93 - 0.96
Madera	0.82 - 0.92
Agua	0.96

La diferencia entre las velocidades de la radiación emitida por la superficie y la radiación absorbida es la transferencia neta de calor por radiación (Çengel, 2004: 28).

Cuando una superficie de emisividad  $\varepsilon$  y área superficial  $A_s$  que se encuentra a una temperatura absoluta  $T_s$  está completamente encerrada por una superficie mucho mayor (o negra) que se encuentra a la temperatura absoluta  $T_{alred}$  y separada por un gas (como el aire) que no interviene con la radiación, la rapidez neta de transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se expresa por (Çengel, 2004: 29)

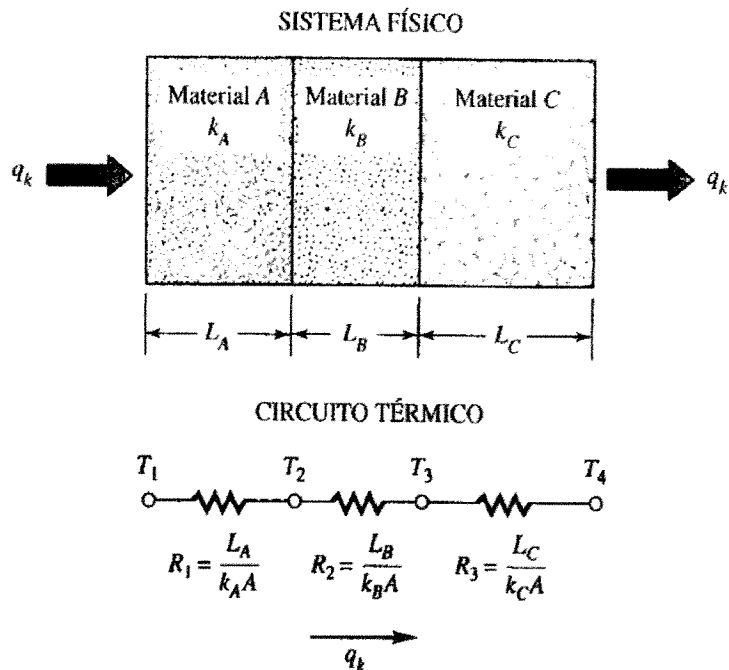
$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad \text{Ecuación 6}$$

La transferencia de calor por radiación hacia una superficie, o desde ésta, rodeada por un gas como el aire, ocurre paralela a la conducción (o convección, si se tiene un movimiento masivo del gas) entre esa superficie y el gas. Por tanto, la transferencia total de calor se determina al sumar las contribuciones de los dos mecanismos de transferencia. Por sencillez y conveniencia esto se lleva a cabo con frecuencia mediante la definición de un coeficiente combinado de transferencia de calor,  $h_{combinado}$ , que incluye los efectos tanto de la convección como de la radiación. Entonces, la velocidad total de transferencia de calor hacia una superficie, o desde ésta, por convección y radiación se expresa como (Çengel, 2004: 29)

$$\dot{Q}_{total} = h_{combinado} A_s (T_s - T_{\infty}) \quad \text{Ecuación 7}$$

3. Sistemas de transferencia de calor combinados. Los tres mecanismos de transferencia de calor no pueden existir simultáneamente, sin embargo ocurren combinados. Por ejemplo, la transferencia de calor solo ocurre por conducción en sólidos opacos, pero por conducción y radiación en sólidos semitransparentes. Sin embargo, un sólido puede presentar transferencia de calor por convección y/o radiación en superficies expuestas a un fluido o a otras superficies. (Bohn y Kreith, 2001: 24)

Figura 1. Conducción a través de un sistema de tres capas en serie



Cuando el calor se transfiere a través de varias paredes planas la razón de conducción de calor es la misma a través de todas las secciones, y se define como (Bohn y Kreith, 2001: 25).

$$\dot{Q}_{cond} = \left(\frac{kA}{L}\right)_A (T_1 - T_2) = \left(\frac{kA}{L}\right)_B (T_2 - T_3) = \left(\frac{kA}{L}\right)_C (T_3 - T_4) \quad \text{Ecuación 8}$$

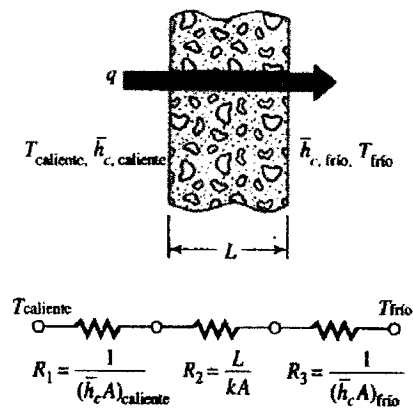
Al eliminar las temperaturas intermedias, se puede expresar  $\dot{Q}_{cond}$  como

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_4}{\left(\frac{L}{kA}\right)_A + \left(\frac{L}{kA}\right)_B + \left(\frac{L}{kA}\right)_C} \quad \text{Ecuación 9}$$

De igual modo, con N capas en serie se tiene

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_{N+1}}{\sum_{n=1}^{n=N} \left(\frac{L}{kA}\right)_n} \quad \text{Ecuación 10}$$

Figura 2. Circuito térmico con conducción y convección en serie.



Cuando se presenta transferencia de calor entre dos fluidos con temperaturas determinadas separados por una pared la transferencia de calor por convección puede incorporarse a un circuito térmico en donde la resistencia térmica en el caso de transferencia de calor por convección es

$$R_c = \frac{1}{h_c A} \quad \text{Ecuación 11}$$

De acuerdo al circuito térmico la razón de transferencia de calor del fluido a temperatura  $T_{\text{caliente}}$  al fluido a temperatura  $T_{\text{frío}}$  es

$$\dot{Q} = \frac{T_{\text{caliente}} - T_{\text{frío}}}{\sum_{n=1}^{n=3} R_n} = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3} \quad \text{Ecuación 12}$$

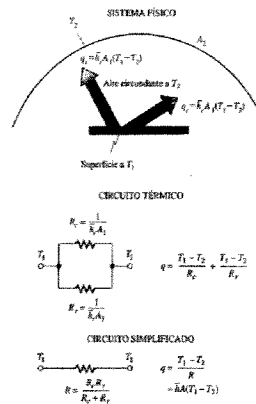
$$\text{donde } R_1 = \frac{1}{(\bar{h}_c A)_{\text{caliente}}}$$

$$R_2 = \frac{L}{kA}$$

$$R_3 = \frac{1}{(\bar{h}_c A)_{\text{frío}}}$$

En muchos casos una superficie transfiere o recibe energía por convección y radiación al mismo tiempo; ambos flujos de calor emanan del mismo potencial, por lo tanto actúan en paralelo (Bohn y Kreith, 2001: 33).

Figura 3. Circuito térmico con convección y radiación actuando en paralelo.



La razón total de transferencia de calor es la suma de las razones de flujo de calor por convección y radiación, y se expresa como (Bohn y Kreith, 2001: 35)

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{Q}_{\text{rad}} \quad \text{Ecuación 13}$$

$$\dot{Q} = \bar{h}_c A (T_1 - T_2) + \bar{h}_r A (T_1 - T_2) \quad \text{Ecuación 14}$$

$$\dot{Q} = (\bar{h}_c + \bar{h}_r) A (T_1 - T_2) \quad \text{Ecuación 15}$$

donde  $\bar{h}_c$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio entre el área A y el aire a temperatura ambiente a  $T_2$  y  $\bar{h}_r$ , el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre  $A_1$  y los alrededores a  $T_2$  (Bohn y Kreith, 2001, p 36)

$$\bar{h}_r = \frac{\varepsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2} \quad \text{Ecuación 16}$$

4. Coeficiente total de transferencia de calor. En ocasiones conviene simplificar la formulación de transferencia de calor  $\dot{Q}$  entre dos fluidos con temperaturas determinadas separados por una pared combinando las resistencias o conductancias individuales del sistema térmico en una cantidad llamada coeficiente total de transferencia de calor  $U$ . Al escribir la ecuación de transferencia de calor en función  $U$ , se tiene: (Bohn y Kreith, 2001: 37)

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{total} \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde

$$UA = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{1}{R_{total}} \quad \text{Ecuación 18}$$

5. Aislamiento térmico. Existen muchas situaciones en las que el objetivo es reducir el flujo de calor. Los aislantes térmicos son materiales o combinación de materiales que se usan principalmente para suministrar resistencia al flujo de calor; deben tener una baja conductividad térmica. En la mayoría de los casos esto se logra atrapando aire o algún otro gas en el interior de pequeñas cavidades en un sólido, aunque en ocasiones se obtiene el mismo efecto rellenando el espacio a través del cual se tiene que reducir el flujo de calor con pequeñas partículas sólidas y atrapando aire entre ellas (Bohn y Kreith, 2001: 41).

En el diseño de una línea de vapor las razones para aislar son las siguientes:

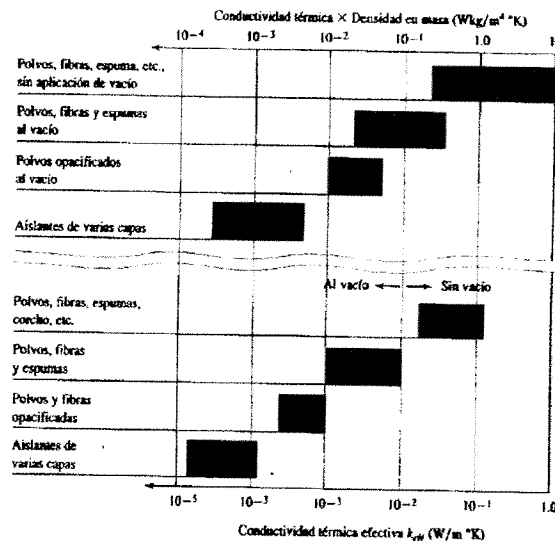
- a. Conservación de la energía: conservar la energía mediante la reducción de la velocidad del flujo de calor es la razón principal de las superficies aisladoras.
- b. Mantenimiento de la temperatura del proceso: en la industria química algunos procesos son sensibles a la temperatura y puede ser necesario aislar fuertemente las secciones de flujo con el fin de mantener la misma temperatura en toda su extensión.
- c. Prevención de la condensación y la corrosión (Çengel, 2004: 397)

Existen en esencia tres tipos de materiales aislantes:

- Fibrosos:** los materiales fibrosos se componen de filamentos con partículas de diámetro pequeño de baja densidad, tienen una porosidad muy alta (~90 %). La lana mineral es un material fibroso común para aplicaciones a temperaturas por debajo de los 700 °C, y con frecuencia se utiliza fibra de vidrio con temperaturas por debajo de los 200 °C. Para protección térmica a temperaturas entre 700 y 1700°C se pueden utilizar fibras refractarias tales como alúmina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) o sílice ( $\text{SiO}_2$ ) (Bohn y Kreith, 2001: 41).
- Celulares:** los aislantes celulares son materiales que se encuentran en celdas cerradas o abiertas que suelen tener la forma de tableros extendidos flexibles o rígidos. El aislamiento celular tiene la ventaja de su baja densidad, baja capacidad de calentamiento, y una resistencia a la compresión relativamente buena. Algunos ejemplos son el poliuretano y la espuma de poliestireno expandida (Bohn y Kreith, 2001: 42).
- Granulares:** el aislamiento granular consiste en pequeñas escamas o partículas de materiales inorgánicos aglomeradas en forma prefabricadas o utilizadas como polvo. Algunos ejemplos son polvo de perlita, sílice diatomáceo y vermiculita (Bohn y Kreith, 2001: 42).

En la figura 4 se muestran los intervalos de conductividad térmica efectiva para un aislamiento al vacío y sin él, lo mismo que el producto de la conductividad térmica por la densidad de masa, lo que en ocasiones es importante en el diseño (Bohn y Kreith, 2001: 42).

Figura 4. Intervalos de las conductividades térmicas de aislantes térmicos y productos de conductividad térmica y densidad en masa.

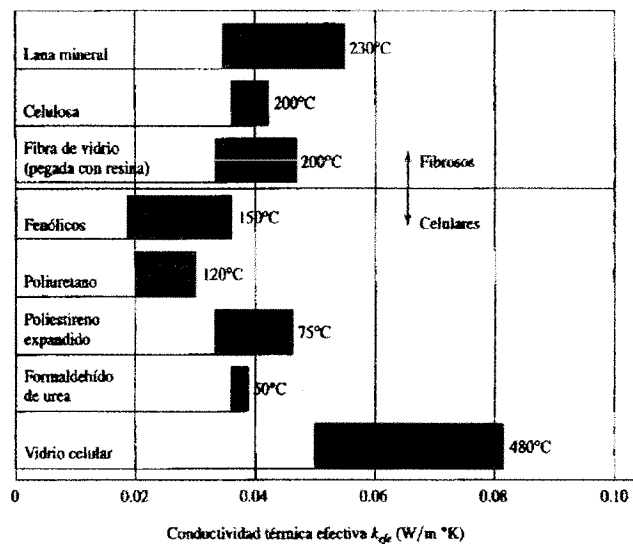


Las propiedades más importantes a considerar para elegir un material aislante es la conductividad térmica, aunque la densidad, el límite superior de temperatura, la rigidez estructural, la

degradación, la estabilidad química y el costo, también son factores importantes (Bohn y Kreith, 2001: 43).

En la figura 5 se muestran los intervalos de conductividades térmicas de varios materiales aislantes fibrosos y celulares para bajas temperaturas. El valor inferior es para bajas temperaturas y el superior para temperaturas en el límite superior de uso permisible (Bohn y Kreith, 2001: 43).

Figura 5. Intervalos de conductividad térmica de materiales aislantes fibrosos y celulares típicos. Las temperaturas de uso máximo están a la derecha de los aislantes.



**6. Calderas.** La caldera es un intercambiador de calor diseñado para la generación de vapor para necesidades del proceso. El diseño de las calderas implica la interacción de muchas variables: circulación de agua y de vapor, características del combustible, sistema de combustión y acceso del calor (equipo de quemadores, recalentador, atemperador, economizador, calentador del aire), cámaras de agua, purificador del vapor (Razuleu, 2006: 2).

Entre los tipos de calderas se encuentran dos, piro tubulares y acua tubulares.

Las calderas piro tubulares son caracterizadas porque contienen los productos de combustión dentro de los tubos de la caldera. El agua a vaporizar se encuentra dentro de una coraza y rodea los tubos por los cuales se transfiere el calor necesario para vaporizarla. (Perry, 1963: 9-39)

El diseño más utilizado en calderas piro tubulares es un tipo modificado del diseño de la marina escocesa. Este diseño utiliza una cámara de combustión cilíndrica central con retorno de los gases por tubos más pequeños (Perry, 1963: 9-40).

Las calderas piro tubulares pueden ser verticales u horizontales, de acuerdo a la posición de sus tubos. Generalmente el cilindro que los conforma tiene la misma posición (Perry, 1963: 9-40).

Por otro lado, las calderas acua tubulares se caracterizan por contener el agua dentro de los tubos, que están conectados a uno o más cuerpos cilíndricos. El fuego toca casi únicamente la superficie externa de los tubos, hace hervir en ellos el agua generando vapor y crea en ellos un movimiento del agua hasta descargar su vapor. En estas calderas, la relación del área expuesta al fuego al volumen de agua es más alta lo cual permiten una carga de trabajo mayor (Perry, 1963: 9-40).

## B. Sistemas de tubería de vapor.

Los sistemas de tubería de vapor son utilizados en muchas aplicaciones industriales para crear la presión y energía requerida para operar maquinaria y otros equipos y para transportar el condensado de vapor de nuevo al inicio del proceso. El vapor es utilizado como fuente de energía térmica, se transporta generalmente por sistemas de tuberías y distribuido a varias localidades de la planta química (Menon, 2005: 203).

**1. Propiedades del vapor.** El vapor se produce por la evaporación del agua. Cuando el agua hierve a 100 °C (212 °F) bajo condiciones atmosféricas normales, se convierte en vapor (gas). El calor requerido para formar vapor de una unidad de peso de agua se conoce como el calor latente de vaporización el cual varía con la presión (Menon, 2005: 204).

Cuando una cantidad de agua se calienta al punto donde ocurre la vaporización y una cantidad de líquido y vapor se encuentran en equilibrio a la misma temperatura y presión, se dice que existe vapor saturado en equilibrio con líquido saturado. La temperatura y presión a las cuales esto ocurre se llaman temperatura de saturación y presión de saturación, respectivamente. En cuanto se añade calor y se vaporiza más líquido para formar vapor, se alcanza el punto en el que el líquido se encuentra uniformemente disperso en el vapor. Esta mezcla de vapor y líquido se refiere como vapor saturado húmedo. La calidad de vapor, también llamada como fracción de sequedad,  $S_x$  se define como el cociente de la masa de vapor saturado (vapor seco) entre la masa de la mezcla total de agua y vapor (vapor húmedo) (Menon, 2005: 204).

$$S_x = \frac{M_{sv}}{M_t} \quad \text{Ecuación 19}$$

donde  $S_x$  = calidad de vapor

$M_{sv}$  = masa de vapor saturado

$M_t$  = masa total de líquido y vapor



Si se agrega calor a vapor en el punto de saturación, a presión constante, la temperatura del vapor sobrepasa los 100 °C y el vapor se convierte en vapor sobrecalentado (Menon, 2005: 205).

La temperatura de ebullición del agua ocurre a 212 °F cuando la presión es 14.7 psia. Si la presión aumenta, la temperatura de saturación cambia. Si la presión aumenta, se necesita menor cantidad de calor para cambiar de fase líquida a vapor (Menon, 2005: 205).

**a. Presión.** La presión medida por un manómetro en un sistema de tuberías de vapor se llama presión manométrica (lb/in<sup>2</sup> manométrica o psig.) La presión absoluta (lb/in<sup>2</sup> absoluta o psia) se calcula sumando la presión atmosférica a la presión manométrica, por lo tanto

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm} \quad \text{Ecuación 20}$$

donde  $P_{abs}$  = presión absoluta, psia

$P_{man}$  = presión manométrica, psig

$P_{atm}$  = presión atmosférica, psia (Menon, 2005, p 206)

En unidades del Sistema Internacional SI, la presión de vapor se mide en kilopascales (kPa) o bar. La presión atmosférica puede ser 101 kPa o 1 bar. Si la presión de vapor en la tubería es de 1000 kPa manométricos, la presión de vapor absoluta sería 1000 + 101 = 1101 kPa absolutos (Menon, 2005: 207).

**b. Tablas de vapor.** Muchas propiedades termodinámicas del vapor, tales como volumen específico, entalpía y entropía, a varias temperaturas de saturación, están listadas en tablas de vapor (Menon, 2005: 207).

**c. Volumen.** El volumen por unidad de peso de vapor seco depende de la temperatura y se determina experimentalmente. Las tablas de vapor incluyen el volumen específico (ft<sup>3</sup>/lb) de vapor seco a varias presiones de saturación y temperaturas de saturación.

La densidad de vapor seco es el recíproco del volumen específico y se define como

$$\text{Densidad} = \frac{1}{\nu_s} \quad (\text{lb/ft}^3) \quad \text{Ecuación 21}$$

donde  $\nu_s$  es el volumen específico en ft<sup>3</sup>/lb (Menon, 2005: 213).

d. Viscosidad. Se define la viscosidad como la resistencia a fluir. En cuanto aumenta la temperatura, la viscosidad del vapor también aumenta. Un comportamiento similar ocurre al aumentar la presión. El cuadro 3 muestra la variación de la viscosidad del vapor con la temperatura y la presión. La viscosidad se mide en lb/(ft s) o Poise (Menon, 2005: 222).

Tabla 3. Variación de viscosidad con la temperatura y presión  
(Menon, 2005: 223)

Presión, Psia	Vapor saturado (lb s)/ft <sup>2</sup>	Temperatura °F					
		200	400	600	800	1000	1200
0		2.59	3.49	4.35	5.19	5.99	6.76
500	5.9			6.47	7.30	8.10	8.87
1000	8.17			8.41	9.24	10.00	10.80
1500	10.20			10.20	11.00	11.80	12.60
2000	11.90				12.60	13.40	14.20
2500	13.50				14.00	14.80	15.60
3000	14.80				15.20	16.00	16.80
3005					16.30	17.10	17.90

2. Materiales de tubería. Los materiales utilizados en tuberías de vapor generalmente se ajustan a códigos y estándares publicados por *American National Standards Institute (ANSI)*. Tubería de acero utilizada para tuberías de vapor puede ser soldada o no. La presión del diseño se debe ajustar según temperaturas de operación crecientes. En operaciones a altas temperaturas, se utilizan aleaciones de acero y cromo (Menon, 2005: 223).

La tubería se puede unir por medio de soldadura o por medio de empalmes atornillados o ajustes con flanges. Hoy en día, la soldadura ha reemplazado la mayor parte de empalmes atornillados. Las conexiones de flanges son aún necesarias, sobretodo en tuberías de vapor. Para presiones no mayores de 250 psi y temperaturas menores de 450 °F, se pueden utilizar hierro fundido maleable o ajustes de bronce; para temperaturas y presiones más altas, uniones de acero carbón forjado o dundido son utilizados (Menon, 2005: 223).

3. Velocidad de flujo de vapor en tuberías. La velocidad del vapor que fluye por una tubería depende del valor de flujo másico, diámetro interno de la tubería, presión, y propiedades del vapor (Menon, 2005: 223).

Flujo másico = densidad × área de la tubería × velocidad

$$\text{Velocidad} = \frac{\text{flujo másico}}{\text{área} \times \text{densidad}} \quad \text{Ecuación 22}$$

En vez de la densidad, se puede utilizar el recíproco del volumen específico (Menon, 2005: 224).

A mayor velocidad de vapor, la caída de presión es mayor y aumenta el sonido y la erosión de las paredes de la tubería. En la tabla 4 se listan algunos diseños razonables de velocidades de flujo de vapor por tuberías. Las velocidades se basan en caídas de presión razonables que no causen mucha erosión en la tubería. La velocidad debe mantenerse mas baja con vapor húmedo que con vapor seco, ya que por la humedad produce mayor corrosión (Menon, 2005: 224).

Tabla 4. Velocidades de vapor en tuberías

SI				
Fluido	Presión, Psig	Uso	Velocidad aproximada	
			m/min	m/s
Agua	172-276	Agua municipal	36-91	0.61-1.52
Agua	345-1034	Servicio general	91-183	1.52-3.05
Agua	1034+	Alimentación de caldera	183-366	3.05-6.10
Vapor saturado	1-103	Calentamiento	1220-1830	20.4-30.5
Vapor saturado	345+	Misceláneo	1830-3050	30.5-50.9
Vapor sobrecalentado	1380+	Turbinas y plomos de caldera	3050-4570	50.9-76.2
Unidades USCS				
Fluido	Presión, Psig	Uso	Velocidad aproximada	
			ft/min	ft/s
Agua	25-40	Agua municipal	120-300	2-5
Agua	50-150	Servicio general	300-600	5-10
Agua	150+	Alimentación de caldera	600-1200	10-20
Vapor saturado	0-15	Calentamiento	4000-6000	67-100
Vapor saturado	50+	Misceláneo	6000-10000	100-167
Vapor sobrecalentado	200	Turbinas y plomos de caldera	10000-20000	167-334

La velocidad máxima del vapor en una tubería es igual a la velocidad del sonido en el fluido. Y se calcula como sigue:

$$U_s = \sqrt{\gamma g R T} \quad \text{Ecuación 23}$$

donde  $U_s$  = velocidad del sonido

$\gamma$  = cociente de calor específico del vapor

$g$  = aceleración debido a la gravedad, 32.2 ft/s<sup>2</sup>

$R$  = constante de los gases

$T$  = Temperatura absoluta, R (Menon, 2005: 225).

4. **Caída de presión.** Cuando el vapor fluye por una tubería, se pierde energía debido a la fricción entre las moléculas de vapor y la pared de la tubería. Esto es evidente en la forma de un gradiente de presión a lo largo de la tubería. Un parámetro importante relacionado al flujo de vapor en tuberías es el número de Reynolds (Menon, 2005: 226).

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que depende del flujo, diámetro de tubería, y propiedades del vapor como densidad y viscosidad. Es utilizado para caracterizar al flujo como flujo laminar o flujo turbulento y se define como:

$$\text{Re} = \frac{\nu D \rho}{\mu} \quad \text{Ecuación 24}$$

donde  $\text{Re}$  = Número de Reynolds, adimensional

$\nu$  = velocidad de flujo, ft/s

$D$  = diámetro interno de la tubería

$\rho$  = densidad del vapor, slug/ft<sup>3</sup>

$\mu$  = viscosidad del vapor, lb/(ft·s)

En el flujo de vapor, la siguiente ecuación para el número de Reynolds es más apropiada (Menon, 2005: 226).

$$\text{Re} = \frac{6.31W}{\mu D} \quad \text{Ecuación 25}$$

donde  $W$  = flujo de vapor, lb/h

$D$  = diámetro interno de la tubería, in

$\mu$  = viscosidad del vapor, cP

En unidades del Sistema Internacional el número de Reynolds es

$$\text{Re} = \frac{353.404W}{\mu D} \quad \text{Ecuación 26}$$

donde  $W$  = flujo de vapor, kg/h

$D$  = diámetro interno de la tubería, mm

$\mu$  = viscosidad del vapor, cP

Se define el flujo laminar como el flujo que resulta un número de Reynolds menor al umbral entre 2000-2100. Por otro lado, el flujo turbulento se define como el flujo que resulta un número de Reynolds mayor de 4000. El rango de Reynolds entre 2000 y 4000 caracteriza un flujo inestable conocido como flujo crítico (Menon, 2005: 227).

a. Ecuación de caída de presión de Darcy. La ecuación de Darcy se utiliza para calcular la caída de presión en tuberías que transportan cualquier tipo de fluidos, tales como líquidos o gases (Menon, 2005: 227).

Cuando fluye vapor por una tubería de un punto A hacia un punto B, la presión decae de acuerdo a la fricción entre el vapor y la pared de la tubería. La ecuación de Darcy se utiliza para calcular la caída de presión en tuberías de vapor como sigue:

$$h = f \frac{L U^2}{D 2g} \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde  $h$  = pérdida de presión friccionar, cabeza de presión en pies

$f$  = factor de fricción de Darcy, adimensional

$L$  = longitud de la tubería, ft

$D$  = diámetro interno de la tubería, ft

$U$  = velocidad de flujo promedio, ft/s

$g$  = aceleración de acuerdo a la gravedad, ft/s<sup>2</sup>

En unidades USCS,  $g = 32.2 \text{ ft/s}^2$ , y en SI,  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$  (Menon, 2005: 227).

El término  $\frac{U^2}{2g}$  en la ecuación de Darcy es la cabeza de velocidad, y representa la energía cinética del vapor (Menon, 2005: 228).

Otra forma conveniente de la ecuación de Darcy con caída de presión friccionar expresada en psi y utilizando flujo de masa de vapor en lb/h se expresa como:

$$\Delta P = (3.3557 \times 10^{-6}) \frac{fL \upsilon W^2}{D^5} \quad \text{Ecuación 28}$$

donde  $\Delta P$  = pérdida de presión friccionar, psi

$f$  = factor de fricción de Darcy, adimensional

$L$  = longitud de la tubería, ft

$\upsilon$  = volumen específico del vapor, ft<sup>3</sup>/lb

$W$  = flujo de vapor, lb/h

$D$  = diámetro interno de la tubería, ft

En unidades de SI, la ecuación de Darcy para el flujo de vapor se escribe como:

$$\Delta P = (62511) \frac{fL \upsilon W^2}{D^5} \quad \text{Ecuación 29}$$

donde  $\Delta P$  = pérdida de presión friccional, kPa

$f$  = factor de fricción de Darcy, adimensional

$L$  = longitud de la tubería, m

$\upsilon$  = volumen específico del vapor, m<sup>3</sup>/kg

$W$  = flujo de vapor, kg/h

$D$  = diámetro interno de la tubería, mm (Menon, 2005, p 228)

Para calcular la pérdida de presión en una tubería de vapor utilizando la ecuación de Darcy, debe conocerse el factor de fricción  $f$ . El factor de fricción es un número adimensional entre 0.0 y 0.1 que depende de la rugosidad interna de la tubería, el diámetro de la tubería, y el número de Reynolds y por lo tanto, el tipo de flujo (laminar o turbulento) (Menon, 2005: 228).

**b.** Ecuación de Colebrook-White. Si el flujo de vapor es turbulento ( $Re > 4000$ ), se puede calcular el factor de fricción  $f$  utilizando la ecuación de Colebrook-White. El factor de fricción  $f$  para flujo turbulento es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde  $f$  = factor de fricción de la ecuación de Darcy

$D$  = diámetro interno de la tubería, in

$e$  = rugosidad absoluta de la tubería, in

$Re$  = número de Reynolds, adimensional (Menon, 2005: 229)

Tabla 5. Rugosidad interna de la tubería

Material de la tubería	Rugosidad	
	In	Mm
Acero clavado	0.035-0.35	0.9-9.0
Acero comercial/ acero soldado	0.0018	0.045
Hierro fundido	0.010	0.26
Hierro galvanizado	0.006	0.15
Hierro fundido asfaltado	0.0047	0.12
Hierro labrado	0.0018	0.045
PVC, tubería exhausta, vidrio	0.000059	0.0015
Concreto	0.0118-0.118	0.3-3.0

c. Fórmula de Unwin. La fórmula de Unwin en unidades de USCS se define como :

$$\Delta P = (3.635 \times 10^{-8}) \nu L W^2 \frac{1 + 3.6/D}{D^5} \quad \text{Ecuación 31}$$

donde  $\Delta P$  = caída de presión, psi

$W$  = flujo de vapor, lb/h

$L$  = largo de la tubería, ft

$D$  = diámetro interno de la tubería, in

$\nu$  = volumen específico del vapor, ft<sup>3</sup>/lb (Menon, 2005: 231)

En unidades de SI, la fórmula de Unwin se convierte en:

$$\Delta P = 675.2723 \nu L W^2 \frac{1 + 91.44/D}{D^5} \quad \text{Ecuación 32}$$

donde  $\Delta P$  = caída de presión, kPa

$W$  = flujo de vapor, kg/h

$L$  = largo de la tubería, m

$D$  = diámetro interno de la tubería, mm

$\nu$  = volumen específico del vapor, m<sup>3</sup>/kg

**d.** Fórmula de Babcock. La ecuación de Babcock es otra ecuación empírica en el cálculo de flujo de vapor y se define como:

$$\Delta P = 0.47 \frac{D+3.6}{D^6} \dot{\omega}^2 L \nu \quad \text{Ecuación 33}$$

donde  $\Delta P$  = caída de presión, psi

$D$  = diámetro interno de la tubería, in

$\dot{\omega}$  = flujo másico de vapor, lb/s

$L$  = largo de la tubería, ft

$\nu$  = volumen específico del vapor, ft<sup>3</sup>/lb (Menon, 2005, p 232)

En unidades de SI, la fórmula de Babcock se convierte en:

$$\Delta P = (8.755 \times 10^9) \frac{D+3.6}{D^6} \dot{\omega}^2 L \nu \quad \text{Ecuación 34}$$

donde  $\Delta P$  = caída de presión, kPa

$D$  = diámetro interno de la tubería, mm

$\dot{\omega}$  = flujo másico de vapor, kg/s

$L$  = largo de la tubería, m

$\nu$  = volumen específico del vapor, m<sup>3</sup>/kg

**e.** Ecuación de Fritzsche. La ecuación de Fritzsche también se utiliza para calcular la caída de presión en la tubería de vapor y se define como:

$$\Delta P = (2.1082 \times 10^{-7}) \nu L W^{1.85} \frac{1}{D^{4.97}} \quad \text{Ecuación 35}$$

donde  $\Delta P$  = caída de presión, psi

$\nu$  = Volumen específico del vapor, ft<sup>3</sup>/lb

$L$  = largo de la tubería, ft

$W$  = flujo másico de vapor, lb/s

$D$  = diámetro interno de la tubería, in (Menon, 2005: 233)



En unidades de SI, la ecuación de Fritzsche se convierte en:

$$\Delta P = 3165.38 \nu L W^{1.85} \frac{1}{D^{4.97}} \quad \text{Ecuación 36}$$

donde  $\Delta P$  = caída de presión, kPa

$\nu$  = volumen específico del vapor, m<sup>3</sup>/kg

$L$  = largo de la tubería, m

$W$  = flujo másico de vapor, kg/h

$D$  = diámetro interno de la tubería, mm

La ecuación que toma en cuenta la compresibilidad del vapor, utilizando un factor de expansión  $Y$ , es la fórmula modificada de Darcy aplicable al vapor y a otros fluidos compresibles. Esta ecuación se expresa como:

$$W = 1891 Y d^2 \frac{\Delta P}{K \nu} \quad \text{Ecuación 37}$$

$$K = f \frac{L}{D} \quad \text{Ecuación 38}$$

donde  $W$  = flujo másico, lb/h

$Y$  = factor de expansión para la tubería

$D$  = diámetro interno de la tubería, in

$\Delta P$  = caída de presión, psig

$K$  = coeficiente de resistencia

$L$  = longitud de la tubería, ft

$f$  = factor de fricción de Darcy

$\nu$  = volumen específico del vapor a la presión de entrada, ft<sup>3</sup>/lb (Menon, 2005: 233)

Tabla 6. Factores de velocidad del sonido para  $\gamma=1.3$

K	$\Delta P / P_1$	Y
1.2	0.525	0.612
1.5	0.550	0.631
2.0	0.593	0.635
3.0	0.642	0.658
4.0	0.678	0.670
6.0	0.722	0.685

Continuación Tabla 6. Factores de velocidad del sonido para  $\gamma=1.3$ 

K	$\Delta P / P_1$	Y
8.0	0.750	0.698
10.0	0.773	0.705
15.0	0.807	0.718
20.0	0.831	0.718
40.0	0.877	0.718
100.0	0.920	0.718

Tabla 7. Factores de velocidad del sonido para  $\gamma=1.4$ 

K	$\Delta P / P_1$	Y
1.2	0.552	0.588
1.5	0.576	0.606
2.0	0.612	0.622
3.0	0.662	0.639
4.0	0.697	0.649
6.0	0.737	0.671
8.0	0.762	0.685
10.0	0.784	0.695
15.0	0.818	0.702
20.0	0.839	0.710
40.0	0.883	0.710
100.0	0.926	0.710

5. Grosor de pared de la tubería. El grosor de la pared de la tubería requiere soportar la presión máxima de operación en la tubería de acero y se calcula de la siguiente manera:

$$t = \frac{DP}{2(S + YP)} + C \quad \text{Ecuación 39}$$

donde  $t$  = grosor de la tubería, in

$D$  = diámetro externo de la tubería, in

$P$  = presión interna, psig

$S$  = tensión permisible en los materiales de la tubería, psig

$Y$  = coeficiente de temperatura

$C$  = factor de la condición del final, in (Menon, 2005: 245)

Los valores de S, Y y C se obtienen del código ASME por su nombre en inglés (*American Society of Mechanical Engineers*) para presión de tubería (Menon, 2005: 245).

6. **Determinación de tamaño de tubería.** Para calcular el tamaño requerido de tubería para transportar por un sistema de vapor la cantidad de vapor dada se debe tomar en cuenta la presión inicial del vapor en la fuente y la caída de presión total permitida en el sistema. La velocidad del vapor afecta el ruido, por lo que es importante considerarla (Menon, 2005: 246).

7. **Válvulas y accesorios.** En los sistemas de tuberías de vapor para aislar tuberías y conectar a equipos, se utiliza una gran variedad de válvulas, tales como válvulas de compuertas, válvulas de globo, válvulas de cheque, etc. Las válvulas de compuerta se utilizan normalmente en ocasiones cuando la válvula debe estar totalmente cerrada o totalmente abierta. Para propósitos de estrangulamiento, las válvulas de globo son muy utilizadas. Las válvulas de cheque se utilizan para prevenir el retorno del flujo. Las válvulas de control se utilizan para reducir la presión y proteger equipos cuya presión de operación es menor. Las válvulas de descarga se instalan para prevenir sobre presión y ruptura en las tuberías y conexiones a equipos (Menon, 2005: 247).

La caída de presión por válvulas y accesorios se puede cuantificar utilizando una longitud equivalente o coeficiente de resistencia  $K$ . El cuadro 8 presenta la longitud equivalente para válvulas y accesorios comunes (Menon, 2005: 248).

Tabla 8. Longitud equivalente de válvulas y accesorios

Descripción	L/D
Válvula de compuerta	8
Válvula de globo	340
Válvula de ángulo	55
Válvula de bola	3
Válvula de conexión rápida	18
Válvula de conexión de tres pasos	30
Válvula de cheque de oscilación	100
Válvula de cheque de elevación	600
Codos estándar	
90°	30
45°	16
Radio de 90°	16
T estándar	
A través del flujo	20
A través de la rama	60

De la ecuación de Darcy, la caída de presión por válvulas y accesorios está dada por (Menon, 2005: 248):

$$h = f \frac{L U^2}{D 2g} \quad \text{Ecuación 40}$$

El término  $f \frac{L}{D}$  se puede sustituir por el coeficiente de resistencia  $K$ , por lo tanto la ecuación anterior se convierte en (Menon, 2005: 249):

$$h = K \frac{U^2}{2g} \quad \text{Ecuación 41}$$

**a. Pérdidas menores.** Las pérdidas menores se pueden calcular utilizando el coeficiente de resistencia o factor  $K$ . El factor  $K$  y el aproximado de la velocidad de cabeza para calcular la caída de presión en válvulas y accesorios se puede analizar como sigue (Menon, 2005: 248). De la ecuación de Darcy, la caída de presión en la tubería está dada por

$$h = f \frac{L U^2}{D 2g} \quad \text{Ecuación 42}$$

El término  $f \frac{L}{D}$  puede ser sustituido por el coeficiente de pérdida de cabeza  $K$  (también conocido como el coeficiente de resistencia), y la ecuación 42 se convierte en:

$$h = K \frac{U^2}{2g} \quad \text{Ecuación 43}$$

Note que este método es solo aplicable a flujo turbulento en válvulas y accesorios (Menon, 2005: 249).

**b. Expansión y reducción de la tubería.** La expansión y reducción de la tubería contribuye a la pérdida de cabeza pero se considera como una pérdida menor. Para la expansión repentina de la tubería, se utiliza la siguiente ecuación de caída de cabeza (Menon, 2005: 249):

$$h_f = \frac{(U_1 - U_2)^2}{2g} \quad \text{Ecuación 44}$$

donde  $U_1$  y  $U_2$  son las velocidades del fluido en los dos tamaños de tubería  $D_1$  y  $D_2$ , respectivamente. Al escribir la ecuación. En términos de área transversal de la tubería  $A_1$  y  $A_2$  se obtiene (Menon, 2005: 249):

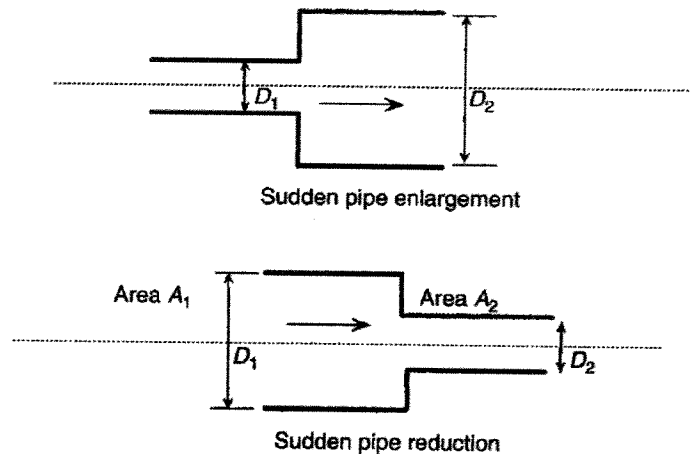
$$h_f = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \frac{U_1^2}{2g} \quad \text{Ecuación 45}$$

Para contracción repentina o reducción en tamaño de tubería, la pérdida de cabeza se calcula como:

$$h_f = \left(\frac{1}{C_c} - 1\right) \frac{U_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 46}$$

donde el coeficiente  $C_c$  depende del cociente entre el área transversal de las dos tuberías  $A_1$  y  $A_2$  (Menon, 2005: 249).

Figura 6. Expansión y reducción repentina de la tubería.



$A_1/A_2$	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00
$C_c$	0.585	0.624	0.632	0.643	0.659	0.681	0.712	0.755	0.813	0.892	1.000

En la Figura 6 se puede observar la expansión y reducción repentina de la tubería, donde  $D_1$  y  $D_2$  son los diámetros iniciales y finales respectivamente.

La expansión o reducción gradual del tamaño de la tubería causa una pérdida de cabeza menor que la ampliación o reducción repentinamente (Menon, 2005: 250).

Para la expansión gradual, se utiliza la siguiente ecuación:

$$h_f = \frac{C_c(U_1 - U_2)^2}{2g} \quad \text{Ecuación 47}$$

donde  $C_c$  depende del cociente de los diámetros final e inicial,  $D_2/D_1$ , y del ángulo de cono en la expansión gradual, dicha dependencia se puede observar en la figura 8 (Menon, 2005: 250).

Figura 7. Expansión y reducción gradual de la tubería.

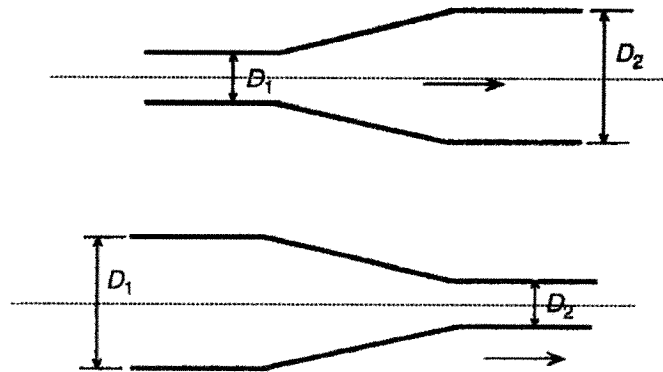
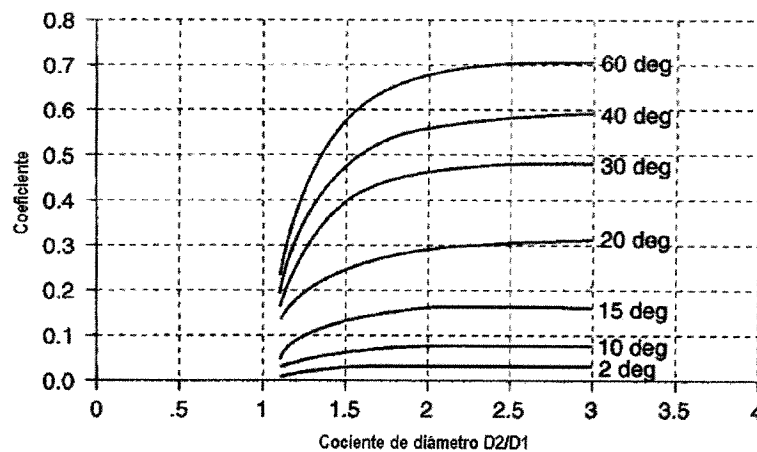


Figura 8. Coeficiente de caída de cabeza por expansión gradual de la tubería.



c. Pérdidas de entrada y salida de la tubería. Los factores de  $K$  para operar la pérdida de cabeza asociada con la entrada y salida del fluido en la tubería son los siguientes (Menon, 2005: 251):

Tabla 9. Factores de  $K$

Descripción	Valores de $K$
Entrada a la tubería	0.5
Salida de la tubería	1.0
Entrada a la tubería, proyección interna	0.78

### **III. JUSTIFICACIÓN**

La fabricación de empaques flexibles en Guatemala tiene una gran importancia dentro de la cadena de suministros de las industrias de la región, ya que el empaque flexible es utilizado, en su mayoría, para productos comestibles y otros de consumo del ser humano, los cuales son producidos por la mayoría de industrias ubicadas en los países centroamericanos.

En los procesos de parafinado e impresión en la planta de Rotoprín, S.A, se utiliza vapor como fuente de energía térmica, el cual es generado por una caldera pirotubular de 30 HP marca York-Shipley.

La línea de vapor de la planta debe funcionar eficientemente y bajo condiciones óptimas, de lo contrario pueden presentarse deficiencias que se traducen en pérdidas de energía que a su vez implican mayor consumo de combustible en la caldera para compensar dichas pérdidas. Se realizará el análisis de eficiencias, consumo de combustibles, requerimientos de energía térmica en los procesos de la planta y diseño requerido para que las pérdidas de calor y presión en los sistemas de distribución de vapor y de retorno de condensados sean disminuidas lo más posible para que de esta manera se disminuya el consumo de combustible y por lo tanto disminuya el gasto de operación.

## IV. OBJETIVOS

### A. Objetivo general

Diseñar una línea de vapor para la planta Rotoprin, S.A. que pueda reemplazar la línea ya existente.

### B. Objetivos específicos

1. Analizar las condiciones actuales en la línea de vapor.
2. Calcular los requerimientos de vapor en la planta.
3. Diseñar el sistema de distribución de vapor en la planta adecuado al sistema de distribución de vapor actualmente instalado y a los requerimientos de vapor.
4. Diseñar el sistema de retorno de condensados.
5. Ubicar los equipos que requieren vapor en la planta.
6. Realizar el análisis de economía y eficiencia del nuevo sistema.
7. Realizar el análisis económico.



## **V. PROBLEMA A RESOLVER**

En la línea de vapor actual de la planta Rotoprin, S.A. existen pérdidas debido a deficiencias en el diseño como la falta de aislante en la tubería, la alimentación conectada directamente a las máquinas parafinadora e impresora, falta de válvulas y accesorios y mala instalación del sistema de retorno de condensados.

Se resolverá el problema y ahorrará energía al realizar un diseño conveniente, tomando en cuenta caídas de presión, aislamiento térmico adecuado, grosor y materiales de la tubería, y diseñando el sistema principal de distribución a cada máquina.

## **VI. METODOLOGÍA**

### **A. Análisis de las condiciones actuales en la línea de vapor.**

1. Análisis de economía y eficiencia de la caldera.
2. Trazo del diagrama del equipo y de tuberías.
3. Análisis de tuberías y accesorios utilizados.
4. Análisis de sistema de retorno de condensados.
5. Identificación de deficiencias.
6. Análisis financiero.

### **B. Cálculo de requerimiento de vapor en la planta.**

1. Análisis del sistema de alimentación de vapor en cada proceso.
2. Cálculo de energía térmica necesaria en cada proceso.
3. Cálculo de requerimiento de vapor en la planta.

### **C. Rediseño de la línea de vapor.**

1. Diseñar el sistema de distribución de vapor que especifique accesorios necesarios, diámetro y material de la tubería y medio aislante.
2. Diseñar el sistema de retorno de condensados.

### **D. Análisis de incidencia de la reingeniería.**

1. Realizar el análisis de economía y eficiencia del nuevo sistema.
2. Realizar el análisis financiero y determinar la tasa de retorno de la inversión.

## VII. RESULTADOS

Tabla 10. Eficiencia actual de la caldera y costo de operación.

<b>Eficiencia actual de la caldera</b>	<b>Costo de operación con eficiencia actual</b>
71.41 %	Q. 880,123.83

Tabla 11. Eficiencia esperada de la caldera y costo de operación.

<b>Eficiencia esperada de la caldera</b>	<b>Costo de operación con eficiencia esperada</b>
85.00 %	Q739,391.46

Figura 9. Balance global de energía del sistema de vapor en condiciones actuales.

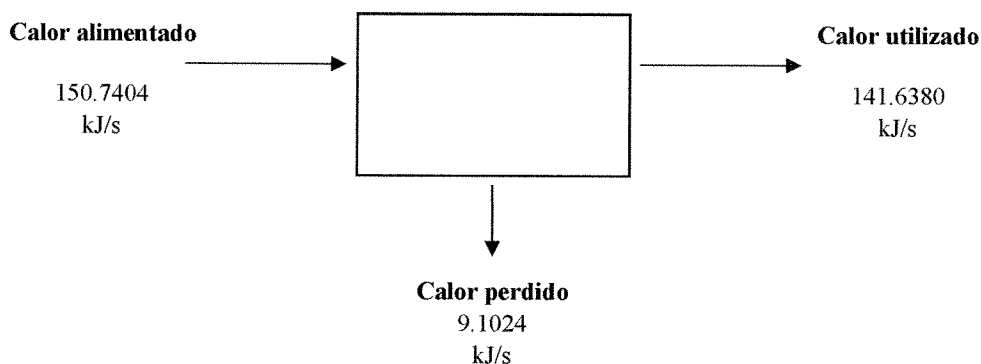


Tabla 12. Costo total por pérdida de calor según balance global de energía en condiciones actuales

<b>Costo total</b>
Q. 66,432.55

Tabla 13. Pérdida de calor por radiación y convección a lo largo de la tubería.

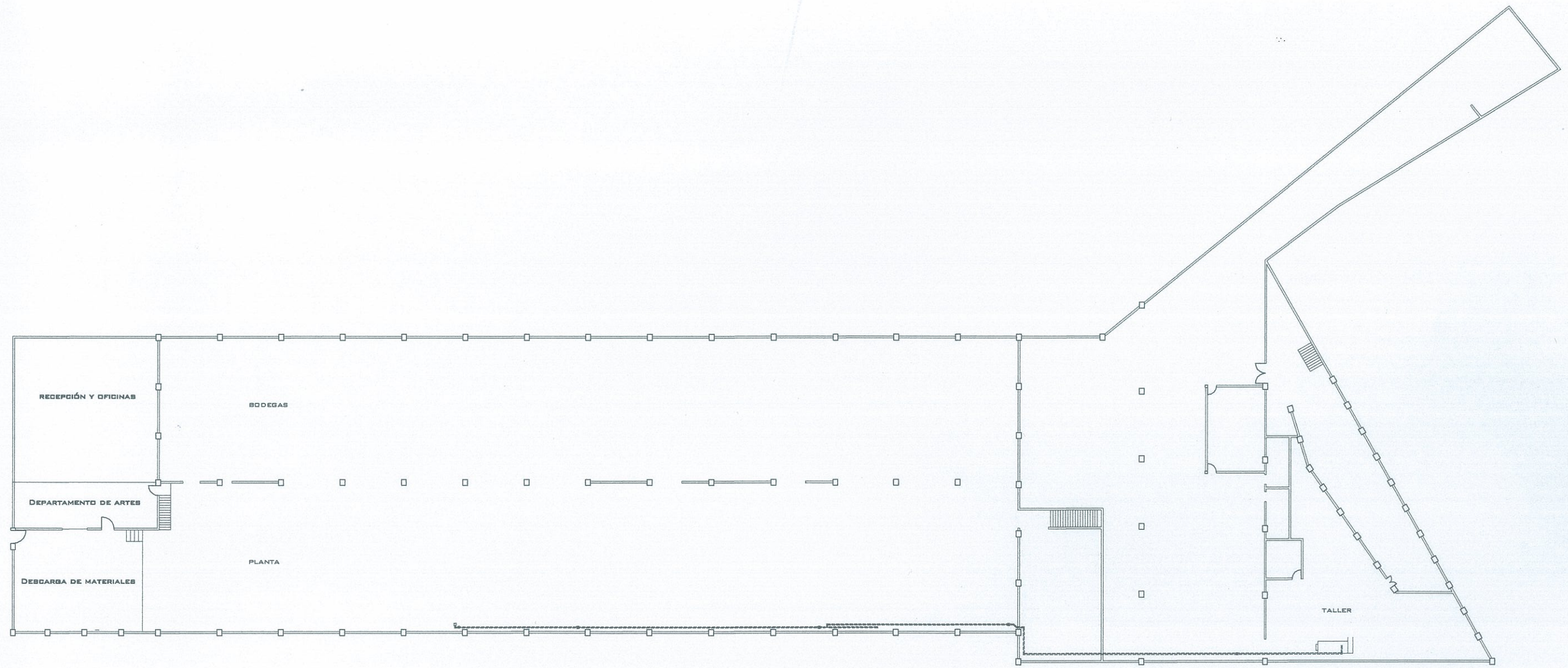
<b>Calor perdido (Q), kJ/s</b>	<b>Costo de calor perdido</b>
6.2360 kJ/s	Q. 45,512.46

Tabla 14. Pérdida de calor total por convección en las marmitas de la parafinadora.

<b>Calor perdido (Q), kJ/s</b>	<b>Costo de calor perdido</b>
0.2963	Q. 1,729.96

Tabla 15. Pérdida de calor total por convección en el sistema y costo total equivalente.

<b>Calor perdido (Q), kJ/s</b>	<b>Costo total</b>
6.5323	Q. 47,242.40

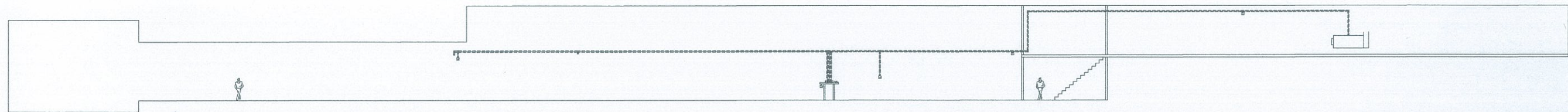


**ESPECIFICACIÓN**  
 TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

SIMBOLOGÍA	
*****	AISLAMIENTO TÉRMICO
T	TRAMPA DE VAPOR
└┘	CODO DE 90°
T	T

**PLANTA ARQUITECTÓNICA**  
**FIGURA 10. NUEVA PROPUESTA**  
**DE INSTALACIÓN DE DISTRIBUCIÓN**  
**DE VAPOR**  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.



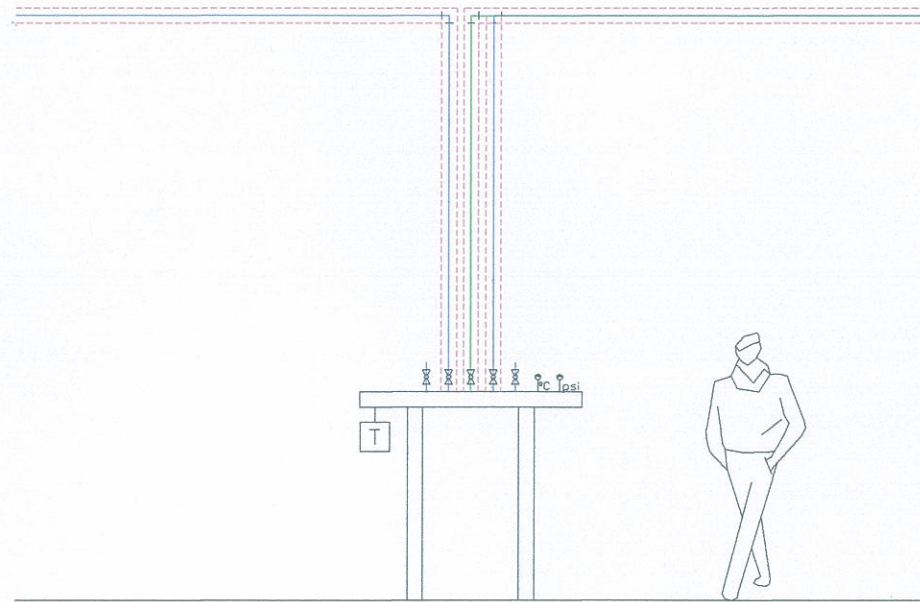


**ESPECIFICACIÓN**  
TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

SIMBOLOGÍA	
-----	AISLAMIENTO TÉRMICO
T	TRAMPA DE VAPOR
B	BOMBA CENTRÍFUGA
⊕	MEDIDOR DE TEMPERATURA O PRESIÓN
VR	MEDIDOR DE TEMPERATURA
⊗	VÁLVULA DE GLOBO
L	CODO DE 90°
T	T

**ELEVACIÓN LATERAL**  
 FIGURA 11. NUEVA PROPUESTA DE  
 INSTALACIÓN DE VAPOR  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.





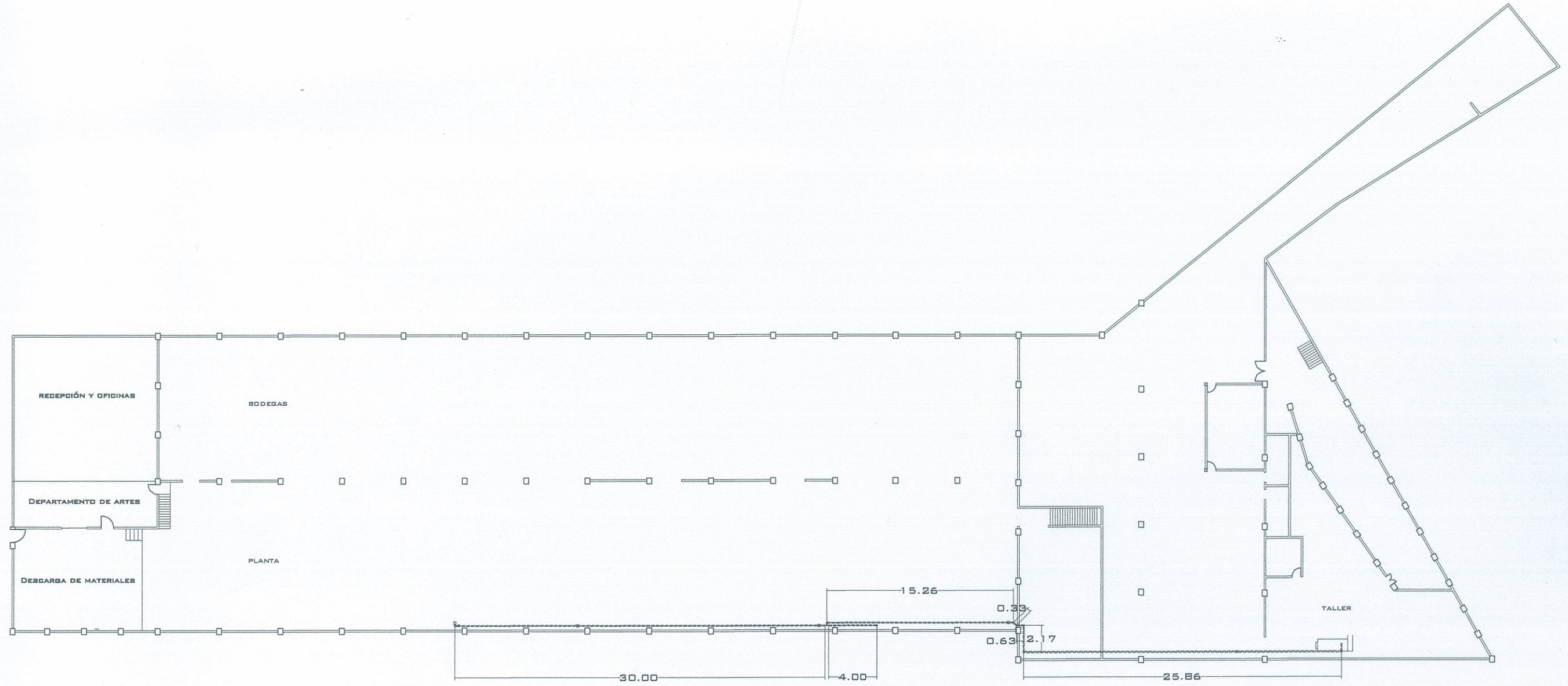
SIMBOLOGÍA	
-----	AISLAMIENTO TÉRMICO
T	TRAMPA DE VAPOR
⊙	MEDIDOR DE TEMPERATURA O PRESIÓN
⊗	VÁLVULA DE GLOBO
—	LÍNEA PRINCIPAL DE VAPOR
—	LÍNEA INDEPENDIENTE DE VAPOR



## ELEVACIÓN LATERAL

FIGURA 12. SISTEMA PRINCIPAL DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR ESCALA  
 KATHERINE ARIMANY P.



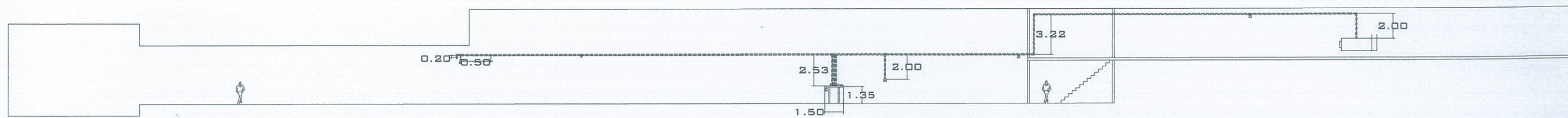


**ESPECIFICACIÓN**  
 TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

SIMBOLOGÍA	
-----	AISLAMIENTO TÉRMICO
T	TRAMPA DE VAPOR
└┘	CODO DE 90°
┌┐	T

**PLANTA ARQUITECTÓNICA**  
 FIGURA 13. DIMENSIONES DE NUEVA  
 PROPUESTA DE INSTALACIÓN  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.



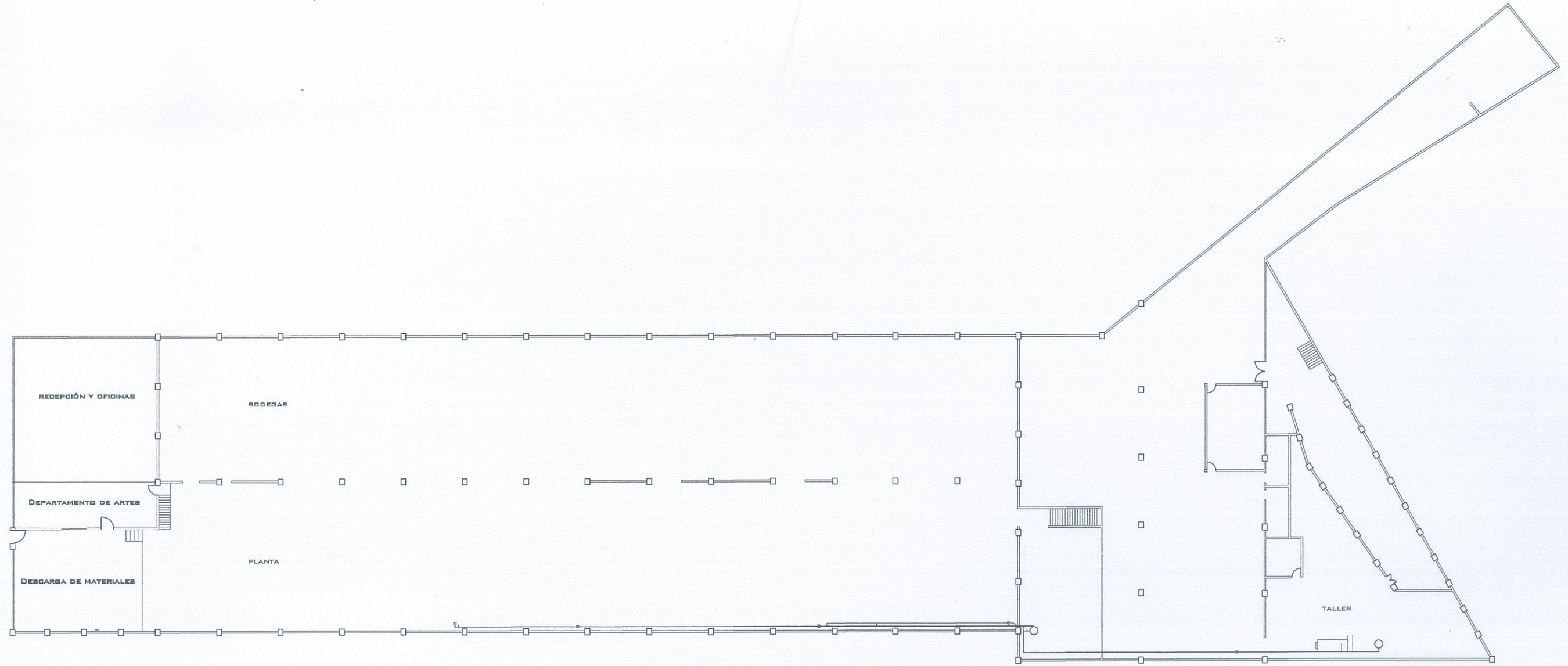


**ESPECIFICACIÓN**  
TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

SIMBOLOGÍA	
*****	AISLAMIENTO TÉRMICO
T	TRAMPA DE VAPOR
⊕	MEDIDOR DE TEMPERATURA O PRESIÓN
VR	MEDIDOR DE TEMPERATURA
⊗	VÁLVULA DE GLOBO
└┘	CODO DE 90°
⊥	T

**ELEVACIÓN LATERAL**  
**FIGURA 14. DIMENSIONES DE**  
**NUEVA PROPUESTA DE INSTALACIÓN**  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.



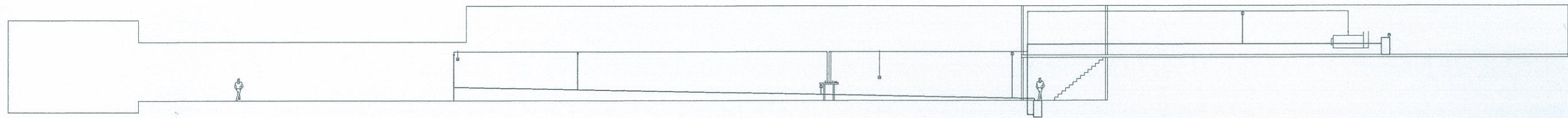


**ESPECIFICACIÓN**  
TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

SIMBOLOGÍA	
	AISLAMIENTO TÉRMICO
	TRAMPA DE VAPOR
	BOMBA CENTRÍFUGA
	VÁLVULA DE GLOBO
	CODO DE 90°
	T

**PLANTA ARQUITECTÓNICA**  
 FIGURA 15. NUEVA PROPUESTA DE  
 RETORNO DE CONDENSADOS  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.





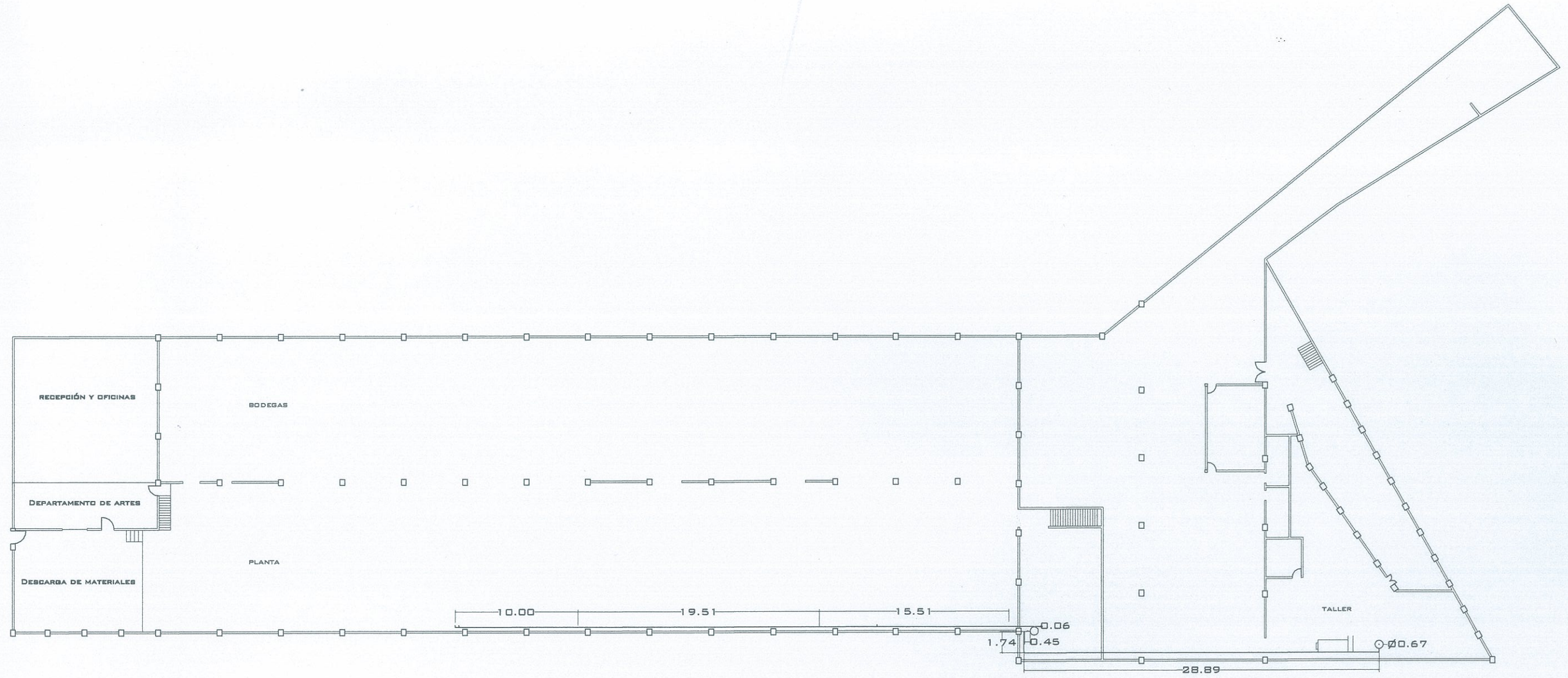
**ESPECIFICACIÓN**  
TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

SIMBOLOGÍA	
	TRAMPA DE VAPOR
	BOMBA CENTRÍFUGA
	MEDIDOR DE TEMPERATURA O PRESIÓN
	MEDIDOR DE TEMPERATURA
	VÁLVULA DE GLOBO
	CODO DE 90°
	T
	VÁLVULA DE UN SOLO PASO
	TRANSMISOR DE NIVEL

**ELEVACIÓN LATERAL**

**FIGURA 16. NUEVA PROPUESTA DE RETORNO DE CONDENSADOS**  
ESCALA 1/30  
KATHERINE ARIMANY P.



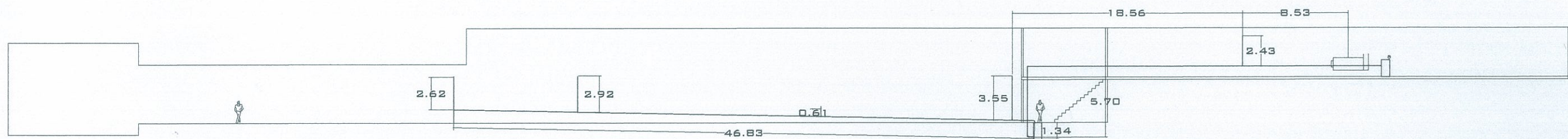


**ESPECIFICACIÓN**  
 TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).






SIMBOLOGÍA	
○	TANQUE RECOLECTOR DE CONDENSADOS
⊕	BOMBA CENTRÍFUGA
└┐	CODO DE 90°
⊥	τ

**PLANTA ARQUITECTÓNICA**  
 FIGURA 17. DIMENSIONES NUEVA  
 PROPUESTA DE RETORNO DE  
 CONDENSADOS  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.





**ESPECIFICACIÓN**  
 TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

SIMBOLOGÍA	
	BOMBA CENTRÍFUGA
	CODO DE 90°
	T
	VÁLVULA DE UN SOLO PASO
	TRANSMISOR DE NIVEL


 **ELEVACIÓN LATERAL**  
 FIGURA 18. DIMENSIONES NUEVA  
 PROPUESTA DE RETORNO DE  
 CONDENSADOS  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.

Figura 19. Balance de masa y energía del sistema diseñado.

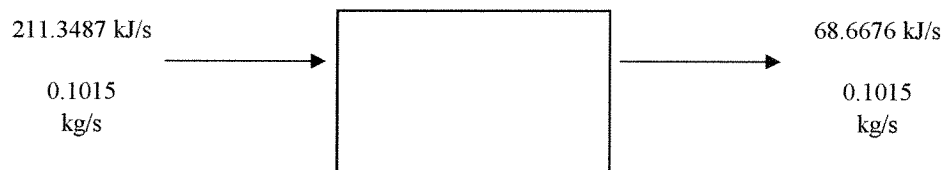


Tabla 16. Flujo volumétrico de condensados.

Flujo volumétrico de condensados (V), m <sup>3</sup> /s	Flujo volumétrico de condensados (V), gal/h
0.0001025	97.5206

Tabla 17. Volumen, diámetro y altura del tanque recolector de condensados.

Volumen máximo (V), m <sup>3</sup>	Diámetro (D), m	Altura (h), m
0.4680	0.6700	1.3400

Tabla 18. Especificaciones de la bomba a utilizar en el retorno de condensados.

Tipo de bomba	Cabeza total, m	Capacidad, GPM	Potencia, HP	Temperatura máxima de operación, °C	Presión máxima de operación, kPa
Centrífuga	12.8016	10	1/2	93.3333	1378.95

Tabla 19. Inversión, VAN, TIR y período de recuperación de inversión.

Inversión	VAN	TIR	Período de recuperación de inversión, años
Q.76,809.00	Q.102,277.00	54.53 %	1.63

## VIII. DISCUSIÓN

En este trabajo de graduación se evaluó el sistema de distribución de vapor que actualmente opera en la planta de Rotoprin, S.A., la cual se dedica a la fabricación de empaques flexibles, con el objetivo de diseñar un sistema de vapor más eficiente y analizar el impacto económico en la empresa y la rentabilidad del proyecto.

En la planta se utiliza vapor saturado a 620.528 kPa (90 psi) como fuente de energía térmica para dos procesos. El primer proceso es el calentamiento de aire de 24 a 60 °C; el aire caliente se utiliza en la impresora para secar la tinta impresa sobre la película flexible. El segundo proceso es la fundición y calentamiento a 130 °C de parafina refinada, utilizada en la máquina parafinadora de papel la cual opera con 3 marmitas diferentes y una bandeja para el rodillo donde se lleva a cabo el proceso de parafinado.

Para realizar el análisis actual del sistema, se determinó la eficiencia de la caldera por medio de una cuantificación de la cantidad de combustible consumido y la cantidad de vapor generado en un período de tiempo. Este análisis dio como resultado una eficiencia de 71.41 %, la cual indica que el 28.59 % del calor alimentado no se transfiere al agua para la generación de vapor, sino que se pierde. Se puede mencionar que gran cantidad del calor se pierde en los gases de chimenea, ya que éstos tienen una temperatura de 335 °C y por lo general deberían tener una temperatura entre 200 y 260 °C según parámetros de relación de transferencia de calor. Estos parámetros se basan en que la eficiencia de las calderas no supera el 85 % y por lo tanto no se alcanza equilibrio térmico, razón por la cual la temperatura de los gases de chimenea es siempre mayor a la temperatura del vapor saturado a la presión de operación.

Luego se determinó el calor total perdido por dos métodos. El primero consistió en realizar el balance global de energía en el cual se analizó el calor total alimentado al sistema y el calor total utilizado, a partir del flujo de combustible y de condensados de cada máquina en un periodo de operación de la caldera. Se determinó la alimentación de calor de 150.7404 kJ/s y la cantidad de calor utilizado en las máquinas de 141.6380 kJ/s, las cuales generan una pérdida de calor de 9.1024 kJ/s equivalente al 6.0385 % del calor total alimentado y por lo tanto, según el análisis económico realizado, a Q.66,432.55 perdidos al año.

El segundo método consistió en determinar el calor total perdido a lo largo de la tubería y en las marmitas. Para esto se midió la temperatura de superficie de los diferentes tramos del sistema donde se pudo observar que la falta de aislamiento genera una gran pérdida de calor, ya que las temperaturas de superficie se encontraban entre 115 y 140 °C. De acuerdo al análisis previamente descrito, el cálculo de calor total perdido por radiación y convección dio como resultado un valor de  $6.7989 \times 10^{-7}$  kJ/s perdidos por radiación y 6.2360 kJ/s perdidos por convección. Como se puede observar, el valor de calor total perdido por radiación es mínimo por lo que se desprecia. Por lo tanto, se considera una suma de calor total perdido a lo largo de la tubería de 6.2360 kJ/s equivalente al 4.1369 % del calor total alimentado y, según el análisis económico realizado, a Q.45,512.46 perdidos al año.

Del mismo modo se determinó el calor total perdido en las marmitas de la parafinadora el cual dio un resultado de pérdida por convección de 0.2963 kJ/s equivalente al 0.1966 % del calor total alimentado y por lo tanto, según el análisis económico realizado, a Q.1,729.96 perdidos al año.

Según el análisis de pérdida de calor por radiación y convección, se obtiene el equivalente a las pérdidas de Q. 47,242.40 al año.

Se puede observar una diferencia entre el 6.0385 % de calor perdido, determinado por el primero método, y el 4.3335 % de calor perdido, determinado por el segundo método, de 1.7050 % debido a que cada método fue analizado diferente y es totalmente independiente; sin embargo se justifica ya que los valores son bastante cercanos.

Una vez realizado el análisis del sistema actual se determinó el calor requerido. En la sección F del apéndice (p. 69) se ejemplifican los cálculos realizados que determinan el flujo de calor total requerido para calentar aire desde la temperatura ambiente hasta 60 °C, y flujo de calor requerido para la fundición y calentamiento de la parafina hasta una temperatura de 130 °C; se consideró la conservación de la energía en el sistema por lo que el calor total entregado es igual al calor total recibido. Dicho análisis dio como resultado un flujo de calor total de 211.3487 kJ/s equivalente a un flujo másico de 0.1015 kg/s y un flujo volumétrico de condensados de 97.5206 galones por hora.

Para llevar a cabo el diseño del sistema de distribución de vapor en la planta, se evaluaron los flujos de vapor y de condensados, y las localizaciones más convenientes para la instalación de la tubería tanto de distribución como de retorno de condensados, así como la instalación del tanque recolector de condensados; esto con base en la distribución de las máquinas parafinadora e impresora. Por lo tanto, a partir de dicha evaluación se determinó que lo más conveniente es utilizar tubería de 2 pulgadas de diámetro, cédula 80 de hierro negro que conduzca el vapor hacia un sistema de distribución principal (ver Figura 15, p. 40), del cual salen 2 líneas independientes de vapor con tubería del mismo material de 1 ½ pulgadas de diámetro, cédula 80, que distribuyen el vapor hacia diferentes puntos en la planta. La cédula utilizada refiere al grosor de la tubería, por lo que en este caso lo más conveniente es utilizar la cédula mayor, ya que se opera con vapor a alta presión.

También debe considerarse el aislamiento térmico con cañuelas de fibra de vidrio de 1 pulgada de espesor, para asegurar el funcionamiento óptimo del sistema, ya que no se perderá calor; la instalación de válvulas reguladoras a una presión de 482.633 kPa (70 psi) en la entrada a cada máquina, y la inclinación de la tubería de 1° en dirección al flujo.

Es importante mencionar que por cuestiones de diseño y posibles ampliaciones a futuro, es necesario que el sistema de distribución principal cuente con dos salidas más, que puedan ser habilitadas en su momento.

El sistema de distribución principal debe tener medidores de temperatura y presión, así como también un sistema de recolección de condensados por medio de una trampa de vapor de cubeta invertida, ya que la acumulación de condensados aporta calor sensible al sistema que disminuye su capacidad de calor latente. Por

esta misma razón, es necesario que cada 20 metros de tubería se localice una trampa de vapor que se conecte a la línea de retorno de condensados (ver Figuras 17 y 18, p. 42y 43).

Como medio de seguridad, se debe instalar una válvula de seguridad que libera la presión automáticamente, la presión se debe ajustar a 110 psi, ya que la presión de operación es de 90 psi. Esta válvula se ubica sobre el sistema de distribución principal como se puede observar en la Figura 12 de la página 37.

El sistema de retorno de condensados recibe los condensados de cada máquina y trampa de vapor en la línea y los dirige hacia un tanque recolector por medio de una tubería de ½ pulgada de diámetro y 1° de inclinación para asegurar el flujo hacia el tanque.

El tanque recolector de condensados se diseñó en base al flujo volumétrico de condensados mas el 30% de sobre dimensión por seguridad. Por lo tanto, el volumen total del tanque es de 0.4680 m<sup>3</sup>, con 0.6700 m de diámetro y 1.3400 m de altura. El tanque se ubica por debajo del nivel del suelo del cual se bombean los condensados por medio de una bomba centrífuga con switch de nivel hacia el tanque de almacenamiento de condensados ubicado en la sección de caldera. Es importante notar que la bomba centrífuga se enciende automáticamente en el momento que el tanque de almacenamiento de condensados indica bajo nivel, razón por la cual es necesario el switch de nivel utilizado.

La inversión necesaria para instalar el diseño propuesto es de Q.76,809.00 con un VAN de Q.102,277.00 y TIR de 54.53 %, lo cual confirma la factibilidad del proyecto.

Es importante mencionar que la inversión se recupera en un año debido a que el costo de calor perdido al año es mayor a la inversión. Una vez recuperada la inversión, la empresa tendrá un ahorro de Q.47,242.40 (ver Figura 20, p. 79).

Se recomienda evaluar la factibilidad de trasladar la caldera a la bodega donde se ubicó el tanque recolector de condensados, ya que de esta manera se ahorraría una longitud de 25 metros entre la ubicación actual de la caldera y el tanque recolector de condensados y, por lo tanto, la inversión inicial y el costo de operación disminuirían debido al ahorro en tubería y accesorios y al ahorro en energía eléctrica requerida para bombear los condensados hacia la caldera.



## IX. CONCLUSIONES

1. La eficiencia actual de la caldera que opera en la planta de Rotoprin, S.A es de 71.41 % con grandes pérdidas de calor en la chimenea.
2. Según el balance global de energía, el sistema actual alimenta a la línea de vapor 150.7404 kJ/s, utiliza 141.6380 kJ/s y pierde 9.1024 kJ/s. Dicha pérdida de calor representa un costo de Q.66,432.55 al año.
3. Según análisis de pérdida de calor por superficie, el calor perdido por radiación y convección es de 6.5323 kJ/s equivalente a Q.47,242.40 al año.
4. La planta requiere para su funcionamiento óptimo un flujo de calor de 211.3487 kJ/s, equivalente a un flujo másico de vapor de 0.1015 kg/s y un flujo volumétrico de condensados de 97.5206 galones por hora.
5. Se utilizará una línea de vapor principal que lleva el vapor hacia un sistema de distribución principal del cual salen dos líneas independientes hacia las máquinas parafinadora e impresora.
6. La tubería de línea principal de distribución de vapor es de 2 pulgadas de diámetro y la tubería de cada línea independiente de 1 ½ pulgada de diámetro. Ambas de hierro negro, cédula 80.
7. La línea de vapor cuenta con trampas de vapor cada 20 metros de tubería, las trampas están conectadas con la línea de retorno de condensados.
8. Las líneas de vapor y de retorno de condensados tienen una inclinación de 1° para asegurar el flujo vapor y condensados.
9. Los condensados son recolectados en un tanque cilíndrico de 0.4680 m<sup>3</sup>, 0.67 metros de diámetro y 1.34 metros de alto.
10. Se utilizará un bomba centrífuga de ½ HP para transportar los condensados desde el tanque recolector hasta el tanque de almacenamiento en la sección de caldera.
11. La inversión total necesaria es de Q.76,809.00, un VAN de Q.102,277.00 y TIR de 54.53 %.
12. El tiempo de recuperación de la inversión es de 1.63 años.
13. Luego del primer año, la empresa ahorrará Q47,242.40 al año.

## **X. RECOMENDACIONES**

1. Con la finalidad de constatar la ganancia de calor perdido en el sistema actual, se recomienda llevar a cabo mediciones periódicas de la cantidad de diesel consumido por la caldera y de las temperaturas de operación alcanzadas.

2. Se recomienda evaluar la factibilidad de construir un cuarto de caldera, y evaluar también el traslado de la caldera a la bodega donde se ubicó el tanque recolector de condensados, ya que la distancia entre la bodega y la sección de caldera actual es de 25 metros. Si se llegase a trasladar la caldera se ahorraría en energía de distribución y retorno, además del ahorro por cantidad de tubería y accesorios.

3. Se recomienda realizar un mantenimiento total a la caldera, ya que es evidente la pérdida de calor por medio de los gases de chimenea, debido a la alta temperatura.

Si se lograra obtener una eficiencia ideal del 85 % de la caldera, se ahorraría Q.140,732.37 en la generación de 150.7404 kJ/s de operación actual (ver ítem 1 de la sección H del apéndice, p. 74).

## XI. BIBLIOGRAFÍA

- A. Bohn, Mark S. y F. Kreith. 2001. *Principios de transferencia de calor*. 6ta Edición. Traducción de Rodolfo Navarro Salas. México, D.F., Thomson Learning. 700 págs.
- B. Çengel, Yunus A. 2004. *Transferencia de calor*. 2da Edición. Traducción de José Hernán Pérez. México, D.F., Mc.Graw-Hill. 792 págs.
- C. McCabe, Warren L., Julian C. Smith y Peter Harriot. 2002. *Operaciones unitarias en ingeniería química*. 6ta Edición. Traducción de María Aurora Lanto Arriola. México, D.F., McGraw-Hill. 1199 págs.
- D. Menon, E. Shashi. 2005. *Piping Calculations Manual*. Estados Unidos de América. McGraw-Hill. G58 págs.
- E. Perry, John H, et al. 1963. *Chemical Engineers Handbook*. 4ta Edición. Estados Unidos de América. McGraw-Hill. 26-45 págs.
- F. Razuleu G, Astrid S., 2006. *Diseño de un sistema de recuperación de condensado para disminuir el consumo de diesel y agua de alimentación de una caldera de una planta industrial*. Tesis Universidad del Valle de Guatemala. Guatemala, Guatemala. 60 págs.
- G. Smith, J.M, et al. 2003. *Introducción a la termodinámica en ingeniería química*. 6ta Edición. Traducción de Ana Elizabeth García Hernández. México, D.F., McGraw-Hill. 837 págs.

## XII. APÉNDICE

### A. Tablas de datos y cálculos realizados

#### 1. Datos experimentales y calculados para determinar la eficiencia de la caldera.

Tabla 20. Dimensiones de tanques

<b>Diámetro de tanque de diesel (<math>D_{\text{tanque}}</math>), m</b>	0.6223
<b>Ancho de tanque de ahogamiento, m</b>	0.5900
<b>Largo de tanque de ahogamiento, m</b>	0.7950

Tabla 21. Datos experimentales de consumo de diesel.

<b>Diferencia de nivel inicial y final en tanque de combustible (<math>h_{\text{combustible}}</math>), cm</b>	<b>Tiempo de operación de caldera (t), h</b>
16.4000	2.5861

Tabla 22. Datos experimentales de operación en la caldera

<b>Corrida</b>	<b>Tiempo de operación (t), s</b>	<b>% CO<sub>2</sub> de gases de chimenea</b>	<b>Temperatura de gases de chimenea (T), °C</b>
1	160.2500	8.0000	335
2	160.9923	7.5000	
3	162.2100	7.0000	

Tabla 23. Datos experimentales de operación en el tanque de ahogamiento.

<b>Corrida</b>	<b>Altura inicial (<math>h_o</math>), cm</b>	<b>Altura final (<math>h_f</math>), cm</b>	<b>Temperatura inicial (<math>T_o</math>), °C</b>	<b>Temperatura final (<math>T_f</math>), °C</b>
1	31.0000	33.5000	28	38
2	30.0000	32.5500	26	38
3	29.5000	31.9551	26	42

Tabla 24. Datos calculados para determinar el volumen de condensados.

<b>Corrida</b>	<b>Altura inicial (<math>h_o</math>), m</b>	<b>Altura final (<math>h_f</math>), m</b>	<b><math>h_f - h_o</math>, m</b>	<b>Área del tanque de ahogamiento (A), m<sup>2</sup></b>	<b>Volumen de condensado (<math>V_{\text{condensados}}</math>), m<sup>3</sup></b>
1	0.3100	0.3350	0.0250	0.4691	0.0117
2	0.3000	0.3255	0.0255		0.0120
3	0.2950	0.3196	0.0246		0.0115

Tabla 25. Datos teóricos y calculados para determinar el flujo másico de condensados.

Corrida	Flujo volumétrico de condensados ( $V_{\text{condensados}}$ ), $\text{m}^3/\text{s}$	Densidad agua @ T promedio ( $\rho$ ), $\text{kg}/\text{m}^3$	Flujo másico (m), $\text{kg}/\text{s}$
1	$7.3175 \times 10^{-5}$	994.7325	0.0728
2	$7.4294 \times 10^{-5}$	994.0561	0.0739
3	$7.0992 \times 10^{-5}$	994.4007	0.0706

Tabla 26. Datos teóricos y calculados para determinar el calor de los condensados.

Corrida	Presión de operación de caldera (P), kPa	Calor de evaporización a presión de operación ( $\Delta H_{\text{evap}}$ ), $\text{kJ}/\text{kg}$	Calor generado ( $Q_{\text{generado}}$ ), $\text{kJ}/\text{s}$
1	620.5280	2081.7000	151.5254
2			153.7387
3			146.9570
Promedio			150.7404

Tabla 27. Datos teóricos y calculados para determinar el flujo másico de consumo de diesel.

Diferencia de nivel final e inicial en tanque de diesel ( $h_{\text{combustible}}$ ), m	Flujo volumétrico de diesel ( $V_{\text{diesel}}$ ), $\text{m}^3/\text{s}$	Densidad del diesel ( $\rho$ ), $\text{kg}/\text{m}^3$	Flujo másico de diesel ( $m_{\text{diesel}}$ ), $\text{kg}/\text{s}$
0.1640	$5.3551 \times 10^{-6}$	876	$4.6910 \times 10^{-3}$

Tabla 28. Datos teóricos y calculados para determinar el calor de diesel consumido.

Calor de combustión de Diesel ( $Q_{\text{combustión}}$ ), $\text{kJ}/\text{kg}$	Calor consumido ( $Q_{\text{consumido}}$ ), $\text{kJ}/\text{s}$
45000	211.0960

Tabla 29. Eficiencia de la caldera.

Porcentaje de eficiencia de la caldera
71.41 %

2. Datos experimentales y calculados para realizar el balance global de energía bajo las condiciones actuales de la planta.

Tabla 30. Tiempo de operación.

Corrida	Tiempo de operación (t), s
1	735.6000
2	599.4000
3	567.0000

Tabla 31. Datos experimentales de consumo de diesel.

Diferencia de nivel inicial y final en tanque de combustible ( $h_{\text{combustible}}$ ), cm	Tiempo de operación de caldera (t), h
16.4000	2.5861

Tabla 32. Cantidad y temperatura de condensados de las parafinadora y estación 5 de la impresora.

Corrida	Altura de condensados de parafinadora ( $h_{\text{condensados}}$ ), cm	Temperatura de condensados (T), °C	Altura de condensados de la impresora ( $h_{\text{condensados}}$ ), cm	Temperatura de condensados (T), °C	Diámetro de la cubeta (D), cm
1	39.9000	80	10.0000	77	27.0000
2	6.0000	65	9.5000	78	
3	5.5000	73	10.0000	79	

Tabla 33. Datos calculados para determinar el calor alimentado a la caldera.

Corrida	Flujo volumétrico de diesel ( $V_{\text{diesel}}$ ), $\text{m}^3/\text{s}$	Flujo másico de diesel ( $m_{\text{diesel}}$ ), kg/s	Calor de diesel consumido ( $Q_{\text{consumido}}$ ), kJ/s	Calor alimentado ( $Q_{\text{alimentado}}$ ), kJ/s
1	$5.3551 \times 10^{-6}$	0.0047	211.0960	150.7404
2				
3				

Tabla 34. Datos calculados para determinar el flujo volumétrico de los condensados en la parafinadora.

Corrida	Presión de operación en parafinadora (P), kPa	Volumen de condensados ( $V_{\text{condensados}}$ ), $\text{m}^3$	Flujo volumétrico ( $V_{\text{condensados}}$ ), $\text{m}^3/\text{s}$
1	586.0540	0.0228	$3.1041 \times 10^{-5}$
2		0.0034	$5.7284 \times 10^{-6}$
3		0.0031	$5.5512 \times 10^{-6}$

Tabla 35. Datos calculados para determinar el flujo de calor consumido en parafinadora.

Corrida	Densidad @ Temperatura de condensados ( $\rho$ ), $\text{kg}/\text{m}^3$	Flujo másico de condensados ( $m_{\text{condensados}}$ ), $\text{kg}/\text{s}$	Calor consumido ( $Q_{\text{consumido}}$ ), $\text{kJ}/\text{s}$
1	971.8300	0.0302	62.7967
2	980.5900	0.0056	11.6933
3	976.0580	0.0054	11.2790
<b>Promedio corrida 2 y 3</b>	NA	NA	11.4862

Tabla 36. Datos calculados para determinar el flujo volumétrico de los condensados en la estación 5 de la impresora.

Corrida	Presión de operación en parafinadora (P), kPa	Volumen de condensados ( $V_{\text{condensados}}$ ), $\text{m}^3$	Flujo volumétrico de condensados ( $V_{\text{condensados}}$ ), $\text{m}^3/\text{s}$
1	586.0540	0.0057	$7.7796 \times 10^{-6}$
2		0.0054	$9.0699 \times 10^{-6}$
3		0.0057	$1.0093 \times 10^{-5}$

Tabla 37. Datos calculados para determinar el flujo de calor consumido en la estación 5 de la impresora.

Corrida	Densidad @ Temperatura de condensados ( $\rho$ ), $\text{kg}/\text{m}^3$	Flujo másico de condensados ( $m_{\text{condensados}}$ ), $\text{kg}/\text{s}$	Calor consumido ( $Q_{\text{consumido}}$ ), $\text{kJ}/\text{s}$
1	973.6660	0.0076	15.7683
2	973.0540	0.0088	18.3721
3	972.4420	0.0098	20.4313
<b>Promedio</b>	NA	NA	18.1906

Tabla 38. Datos calculados para realizar el balance global de energía.

<b>Calor alimentado</b> ( $Q_{\text{alimentado}}$ ), kJ/s	<b>Calor consumido</b> ( $Q_{\text{total consumido}}$ ), kJ/s	<b>Calor perdido</b> ( $Q_{\text{perdido}}$ ), kJ/s	<b>Porcentaje de calor perdido</b>
150.7404	141.6380	9.1024	6.0385 %

3. Datos experimentales y calculados para determinar la pérdida de calor por radiación en la tubería bajo las condiciones actuales de la planta.

Tabla 39. Propiedades de operación y constantes del sistema.

<b>Diámetro exterior de la tubería (D), m</b>	<b>Constante de Stefan-Boltzmann (<math>\sigma</math>), <math>J/s \cdot m^2 \cdot K^4</math></b>	<b>Emisividad del acero (<math>\epsilon</math>)</b>	<b>Temperatura ambiente (T), °C</b>
0.0508	$5.67 \times 10^{-18}$	0.102	24

Tabla 40. Datos experimentales de operación (ver Figura 25 de apéndice, p. 80).

<b>Tramo</b>	<b>Longitud de tubería (L), m</b>	<b>Temperatura de superficie (<math>T_s</math>), °C</b>
1	1	47
		47
		47
2	7.9114	46
		45
		45
		45
		43
		40
		46
3	20	33
		36
		36
		38
		40
		38
		38
		38
		38



Continuación Tabla 40. Datos experimentales de operación (ver Figura 25 de apéndice, p. 80).

Tramo	Longitud de tubería (L), m	Temperatura de superficie (T <sub>s</sub> ), °C
4	17.42	130
		126
		135
		126
		120
		127
		130
		128
		123
		121
		140
5	8.8	38
		38
		40
		37
		37
		38
6	3	115
7	11	39
		39
		40
		40
		40
		39
		40
		39
8	6	139
		136
		130
		139
		140

Tabla 41. Datos calculados para determinar la pérdida de calor por radiación.

Tramo	Temperatura promedio ( $T_s$ ), °C	Área ( $A_s$ ), m <sup>2</sup>	Calor de radiación ( $Q_{rad}$ ), kJ/s
1	47.0000	0.1595	$4.1955 \times 10^{-16}$
2	44.2857	1.2620	$2.5651 \times 10^{-15}$
3	37.3000	3.1902	$2.9593 \times 10^{-15}$
4	127.8182	2.7787	$4.2841 \times 10^{-13}$
5	38.0000	1.4037	$1.4234 \times 10^{-15}$
6	115.0000	0.4785	$4.8313 \times 10^{-14}$
7	39.5000	1.7546	$2.1337 \times 10^{-15}$
8	136.8000	0.9571	$1.9367 \times 10^{-13}$
<b>Calor total perdido</b>	NA	NA	$6.7989 \times 10^{-13}$

4. Datos calculados utilizados para determinar la pérdida de calor por convección en la tubería bajo las condiciones actuales de la planta.

Tabla 42. Datos calculados y correlaciones utilizados para determinar el calor por convección.

Tramo	$T_{superficie} - T_{ambiente}$ , °F	$(T_{superficie} - T_{ambiente})/D_o$ , °F/in	Coefficiente de convección del aire (h), Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°F	Factor de corrección de h a las condiciones de operación
1	41.4000	20.7000	0.8783	1.7500
2	36.5143	18.2571	0.8788	1.7000
3	23.9400	11.9700	0.8800	1.5000
4	186.8727	93.4363	0.8576	2.5000
5	25.2000	12.6000	0.8800	1.5000
6	163.8000	81.9000	0.8622	2.4000
7	27.9000	13.9500	0.8800	1.5000
8	203.0400	101.5199	0.8444	2.5000

Tabla 43. Coeficiente de transferencia de calor por convección y cálculo de calor total perdido por convección.

Tramo	Coeficiente de convección del aire corregido (h), Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°F	Calor perdido (Q <sub>perdido</sub> ), Btu/h	Calor perdido (Q <sub>perdido</sub> ), kJ/s
1	1.5371	109.2600	0.0320
2	1.4940	741.0243	0.2172
3	1.3200	1085.1533	0.3180
4	2.1440	11983.2544	3.5120
5	1.3200	502.5973	0.1473
6	2.0693	1745.8922	0.5117
7	1.3200	695.5588	0.2038
8	2.1109	4415.2918	1.2940
<b>Calor total perdido</b>	NA	NA	6.2360

5. Calor total perdido a lo largo de la tubería bajo las condiciones actuales de la planta.

Tabla 44. Calor total perdido y porcentaje que representa.

Calor total perdido (Q <sub>total perdido</sub> ), kJ/s	% calor perdido
6.2360	4.1369

6. Datos experimentales y calculados utilizados para determinar la pérdida de calor por convección en las marmitas de la parafinadora.

Tabla 45. Dimensiones de marmitas de la parafinadora.

Marmita	Diámetro (D), in	Altura (h), in	Temperatura de superficie (T <sub>s</sub> ), °C
1	26.0000	21.5000	39.5000
2	14.5000	15.5000	45.0000
3	30.0000	25.5000	35.0000

Tabla 46. Datos calculados para determinar la pérdida de calor por convección en las marmitas.

Marmita	Área de superficie (A), in <sup>2</sup>	Temperatura de superficie (T), °F	Coefficiente de convección del aire (h), Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°F	Calor perdido (Q <sub>conv</sub> ), Btu/h
1	2285.9200	103.1000	0.92	407.4652
2	870.7613	113.0000		210.2888
3	3108.6000	95.0000		393.2379

Tabla 47. Calor de convección perdido en las marmitas bajo las condiciones actuales de la planta.

Marmita	Calor perdido (Q <sub>conv</sub> ), kJ/s	% calor perdido
1	0.1194	0.1966
2	0.0616	
3	0.1152	
<b>Calor total perdido</b>	0.2963	

7. Datos experimentales y calculados utilizados para determinar el requerimiento de vapor en la planta.

Tabla 48. Condiciones de operación y propiedades del aire que entra a la impresora.

Temperatura inicial (T <sub>o</sub> ), °C	Temperatura final (T <sub>f</sub> ), °C	Calor específico (C <sub>p</sub> ), J/kg·°C	Densidad (ρ), kg/m <sup>3</sup>
24	60	1046.7	1.2928

Tabla 49. Datos experimentales y calculados para determinar calor requerido para calentar el aire.

Flujo volumétrico de aire (V <sub>aire</sub> ), m <sup>3</sup> /s	Flujo másico de aire (m <sub>aire</sub> ), kg/s	Calor requerido en estación 5 (Q), kJ/s	Calor requerido en toda la máquina (Q), kJ/s
0.4756	0.6149	23.1699	115.8496

Tabla 50. Condiciones de operación y propiedades de la parafina utilizada en la parafinadora.

Tiempo de estabilización (t), min	Temperatura inicial (T <sub>o</sub> ), °C	Temperatura final (T <sub>f</sub> ), °C	Calor específico (C <sub>p</sub> ), J/kg·°C	Punto de fusión (PF), °C	Calor latente de fusión (λ <sub>fusión</sub> ), J/kg
20	24	130	3260.0000	56.5000	147000.00

Tabla 51. Masa de parafina y calor requerido en las marmitas y bandeja de la parafinadora.

Marmita	Masa de parafina (m), kg	Calor requerido de T=24 °C a T=PF (Q), kJ	Calor de fusión (Q), kJ	Calor requerido de T=PF °C a T=130° (Q), kJ	Calor requerido (Q), kJ/s
1	106.3000	11262.4850	15626.1000	25470.5430	43.6326
2	24.9000	2638.1550	3660.3000	5966.2890	10.2206
3	63.8100	6760.6695	9380.0700	15289.5141	26.1919
Bandeja	37.6500	3989.0175	5534.5500	9021.3165	15.4541

Tabla 52. Requerimiento de calor total en la planta y flujo de condensados.

Requerimiento de calor total (Q), kJ/s	Flujo másico de vapor (m), kg/s	Flujo volumétrico de vapor (V), m <sup>3</sup> /s	Flujo volumétrico de condensados (V), m <sup>3</sup> /s
211.3487	0.1015	0.0320	0.0001

Tabla 53. Valores de calor latente y sensible de los condensados utilizados para determinar el porcentaje de vapor espontáneo.

Calor sensible del condensado @ 413.685 kPa (SA), kJ/kg	Calor sensible del condensado @ 12.4916 kPa (SB), kJ/kg	Calor latente del vapor @ 12.4916 kPa (LL), kJ/kg
591.4010	400.1220	2268.8400

Tabla 54. Porcentaje y flujo másico de vapor espontáneo.

% vapor espontáneo	Flujo másico de vapor espontáneo (m), kg/s
8.4307 %	0.008559

Tabla 55. Flujo real de condensados.

Flujo másico real de condensados (m), kg/s	Flujo volumétrico real de condensados (V), m <sup>3</sup> /s	Flujo volumétrico real de condensados (V), gal/h
0.0930	0.0001025	97.5206

## 8. Dimensiones del tanque recolector de condensados.

Tabla 56. Volumen máximo, diámetro y altura del tanque recolector de condensados.

Volumen máximo (V), m <sup>3</sup>	Diámetro (D), m	Altura (h), m
0.4680	0.6700	1.3400

## B. Muestra de cálculos realizado para obtener la eficiencia de la caldera

1. Determinación del calor de vapor generado. A continuación se ejemplifica el cálculo realizado para determinar el flujo másico de condensados y por lo tanto el calor total generado de la primera corrida. El mismo procedimiento se lleva a cabo para el cálculo de la corrida 2 y 3.

Primero se determina la altura total de condensados en el tanque de ahogamiento a partir de la siguiente ecuación:

$$h_{\text{condensados}} = h_f - h_o \quad \text{Ecuación 48}$$

$$h_{\text{condensados}} = (33.50 - 31.00) \text{ cm} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 0.0250 \text{ m}$$

Para determinar el volumen de condensados se multiplica  $h_{\text{condensados}}$  por el área del tanque de ahogamiento:

$$V_{\text{condensados}} = 0.0250 \text{ m} \times 0.4691 \text{ m}^2 = 0.0117 \text{ m}^3$$

El flujo volumétrico de los condensados se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_{\text{condensados}} = \frac{V_{\text{condensados}}}{t_{\text{operación en la caldera}}} \quad \text{Ecuación 49}$$

$$\dot{V}_{\text{condensados}} = \frac{0.0117 \text{ m}^3}{160.25 \text{ s}} = 7.3175 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

A continuación se determina el flujo másico de condensados, a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{\text{condensados}} = \rho_{\text{condensados}} \times \dot{V}_{\text{condensados}} \quad \text{Ecuación 50}$$

$$\dot{m}_{\text{condensados}} = 994.7325 \text{ kg/m}^3 \times 7.3175 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} = 0.0728 \text{ kg/s}$$

Una vez determinado el flujo másico de condensados, se procede a determinar el calor de vapor generado por la caldera, a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{generado}} = H_{\text{evap}} \times \dot{m}_{\text{condensados}} \quad \text{Ecuación 51}$$

$$\dot{Q} = 1081.7 \text{ kJ/kg} \times 0.0712 \text{ kg/s} = 151.5254 \text{ kJ/s}$$

2. Determinación del calor de diesel consumido. Para determinar el flujo volumétrico de diesel utilizado, primero se determina el flujo total, utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\dot{V}_{diesel} = \frac{h_{diesel} \times a_{tanque}}{t} \quad \text{Ecuación 52}$$

$$a_{tanque} = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{Ecuación 53}$$

$$\dot{V}_{diesel} = \frac{16.40 \text{ cm} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \times \frac{\pi \times (0.6223 \text{ m})^2}{4}}{2.5861 \text{ h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 5.3551 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Luego se determina el flujo másico de diesel a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{diesel} = \dot{V}_{diesel} \times \rho_{diesel} \quad \text{Ecuación 54}$$

$$\dot{m}_{diesel} = 5.3551 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s} \times 876 \text{ kg/m}^3 = 4.6910 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Una vez determinado el flujo másico de diesel, se determina el calor consumido por la caldera, a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{consumido} = Q_{\text{combustión de diesel}} \times \dot{m}_{diesel} \quad \text{Ecuación 55}$$

$$\dot{Q}_{consumido} = 45000 \text{ kJ/kg} \times 4.6910 \times 10^{-3} \text{ kg/s} = 211.0960 \text{ kJ/s}$$

3. Determinación de eficiencia de la caldera. La eficiencia de la caldera se determinó a partir de la siguiente ecuación:

$$\eta_{caldera} = \frac{\text{Promedio de } \dot{Q}_{generado}}{\dot{Q}_{consumido}} \times 100 \% \quad \text{Ecuación 56}$$

$$\eta_{caldera} = \frac{150.7404 \text{ kJ/s}}{211.0960 \text{ kJ/s}} \times 100 \% = 71.41 \%$$

## C. Muestra de cálculos realizados para el balance global de energía bajo las condiciones actuales de la planta

1. Determinación del calor alimentado al sistema. Para determinar el calor alimentado al sistema se inicia con el cálculo de la cantidad de diesel utilizado. A continuación se ejemplifica el cálculo para la primera corrida. El mismo procedimiento se lleva a cabo para el cálculo de la corrida 2 y 3.

El consumo de diesel y el calor consumido se determina de la misma manera que en el ítem 2 de la sección B de apéndice.

$$\dot{V}_{diesel} = 5.3551 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\dot{Q}_{consumido} = 211.0960 \text{ kJ/s}$$

Para determinar el calor alimentado al sistema se multiplica el calor de diesel consumido por la eficiencia de la caldera.

$$\dot{Q}_{alimentado} = \dot{Q}_{consumido} \times \eta_{caldera} \quad \text{Ecuación 57}$$

$$\dot{Q}_{alimentado} = 211.0960 \text{ kJ/s} \times 0.7141 = 150.7404 \text{ kJ/s}$$

2. Determinación del calor consumido en la parafinadora. Para determinar el calor consumido en la parafinadora se inicia con el cálculo de volumen de condensados, esto se realiza de la siguiente manera:

$$V_{condensados} = h_{condensados} \times \frac{\pi D_{cubeta}^2}{4} \quad \text{Ecuación 58}$$

$$V_{condensados} = \left( 39.9000 \text{ cm} \times \frac{\pi \times (27.0000 \text{ cm})^2}{4} \right) \times \frac{1 \text{ m}^3}{(100 \text{ cm})^3} = 0.0228 \text{ m}^3$$

Luego se determina el flujo volumétrico a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_{condensado} = \frac{V_{condensado}}{t} \quad \text{Ecuación 59}$$



$$\dot{V}_{condensado} = \frac{0.0228 \text{ m}^3}{735.6000 \text{ s}} = 3.1041 \times 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$$

A continuación se determina el flujo másico de condensado, a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{condensado} = \dot{V}_{condensado} \times \rho_{condensado} \quad \text{Ecuación 60}$$

$$\dot{m}_{condensado} = 3.1041 \times 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s} \times 971.8300 \text{ kg} / \text{m}^3 = 0.0302 \text{ kg} / \text{s}$$

Una vez determinado el flujo másico de condensado, se procede a calcular el calor consumido de la siguiente manera.

$$\dot{Q}_{consumido} = H_{evap} \times \dot{m}_{condensado} \quad \text{Ecuación 61}$$

$$\dot{Q}_{consumido} = 2081.7000 \text{ kJ} / \text{kg} \times 0.0302 \text{ kg} / \text{s} = 62.7967 \text{ kJ} / \text{s}$$

3. Determinación del calor consumido en la estación 5 de la impresora. Se realizaron los mismos cálculos que se demostraron anteriormente en la determinación de calor consumido en la parafinadora.

4. Determinación del calor total consumido en el sistema. El calor total consumido en el sistema se determinó con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{total \text{ consumido}} = \dot{Q}_{consumido \text{ en parafinadora}} + \dot{Q}_{consumido \text{ en Cerutti}} \times 5_{estaciones} \quad \text{Ecuación 62}$$

$$\dot{Q}_{total \text{ consumido}} = 62.7967 \text{ kJ} / \text{s} + 15.7683 \text{ kJ} / \text{s} \times 5 = 141.6380 \text{ kJ} / \text{s}$$

5. Determinación del calor perdido en el sistema.

$$\dot{Q}_{perdido} = \dot{Q}_{alimentado} - \dot{Q}_{total \text{ consumido}} \quad \text{Ecuación 63}$$

$$\dot{Q}_{perdido} = 150.7404 \text{ kJ} / \text{s} - 141.6380 \text{ kJ} / \text{s} = 9.1024 \text{ kJ} / \text{s}$$

6. Determinación del porcentaje de calor perdido en el sistema

$$\% \text{ calor perdido} = \frac{\text{calor perdido}}{\text{calor alimentado}} \times 100 \% \quad \text{Ecuación 64}$$

$$\% \text{ calor perdido} = \frac{9.1024 \text{ kJ/s}}{150.7404 \text{ kJ/s}} \times 100 \% = 6.0385 \%$$

#### D. Muestra de cálculos realizados para determinar las pérdidas de calor a lo largo de la tubería bajo las condiciones actuales de la planta

1. Determinación del calor total perdido por radiación. A continuación se ejemplifica el cálculo realizado para el tramo 1, el mismo procedimiento se lleva a cabo para el cálculo de los tramos 2 al 8.

Para calcular el calor perdido por radiación se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{ambiente}^4) \quad \text{Ecuación 65}$$

Donde  $A_s$  es el área de la tubería, la cual se calcula de la siguiente manera:

$$A_s = \pi D_o L \quad \text{Ecuación 66}$$

$$A_s = \pi \times 0.0508 \text{ m} \times 1 \text{ m} = 0.1595 \text{ m}^2$$

Luego se calcula la temperatura de superficie del tramo como se muestra a continuación:

$$T_s = \frac{47^\circ\text{C} + 47^\circ\text{C} + 47^\circ\text{C}}{3} = 47^\circ\text{C}$$

En este caso, se tiene la misma temperatura a lo largo del tramo 1, razón por la cual el promedio de temperatura de superficie es la temperatura medida.

Una vez determinada el área de superficie de la tubería y el promedio de temperatura se procede a calcular el calor por radiación de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rad} &= 0.1020 \times 5.6700 \times 10^{-18} \text{ J/sm}^2 \text{K}^4 \times 0.1595 \text{ m}^2 \left( (47^\circ\text{C})^4 - (24^\circ\text{C})^4 \right) \times \frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}} \\ &= 4.1955 \times 10^{-16} \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

En el cálculo de calor de radiación las temperaturas de superficie y ambiente se expresan en grados Celsius sin ningún problema ya que existe la relación directa con la medición de grados Kelvin.

Por último, se determina el calor total perdido a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{total por radiación}} = \sum_{i=0}^{i=n} \dot{Q}_{\text{radi } i} \quad \text{Ecuación 67}$$

Donde  $n$  es el número de tramos. Por lo tanto,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{total por radiación}} &= (4.1955 \times 10^{-16} + 2.5651 \times 10^{-15} + 2.9593 \times 10^{-15} + 4.2841 \times 10^{-13} + \\ &1.4234 \times 10^{-15} + 4.8313 \times 10^{-14} + 2.1337 \times 10^{-15} + 1.9367 \times 10^{-13}) \text{ kJ/s} = 6.7989 \times 10^{-13} \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

2. Determinación del calor total perdido por Convección. A continuación se ejemplifica el cálculo realizado para el tramo 1, el mismo procedimiento se lleva a cabo para el cálculo de los tramos 2 al 8.

Para calcular el calor perdido por convección se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_{\text{ambiente}}) \quad \text{Ecuación 68}$$

Donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire bajo las condiciones de operación dadas. Este valor se determina a partir del nomograma de  $h$  de la Figura 26 (p. 81) de la sección de apéndice.

Para el tramo ejemplificado, se calcula  $(T_s - T_{\text{ambiente}})/D_o$  de la siguiente manera:

$$\frac{(47 - 24)^\circ\text{C} \times 1.8 + 32}{0.0508 \text{ m} \times \frac{39.3701 \text{ in}}{1 \text{ m}}} = 20.7000^\circ\text{F/in}$$

A partir de  $(T_s - T_{\text{ambiente}})/D_o$  se determina el factor de corrección a una presión de operación de 0.85 atm, o sea 12.4916 psi; y a continuación se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección corregido, a partir de la siguiente ecuación:

$$h_{\text{corregido}} = h_{\text{aire}} \times \text{Factor de corrección} \quad \text{Ecuación 68}$$

$$h_{\text{corregido}} = 0.8783 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Una vez determinado  $h_{\text{corregido}}$  se procede a calcular el calor de convección de la siguiente manera.

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = 1.5371 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \times 0.1595 \text{ m}^2 \times \frac{10.7639 \text{ ft}^2}{1 \text{ m}^2} \times ((47 - 24)^\circ\text{C} \times 1.8 + 32)^\circ\text{F} = 109.2600 \text{ Btu/h}$$

$$109.26000 \text{ Btu/h} \times \frac{1.055 \text{ kJ}}{1 \text{ Btu}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0.0320 \text{ kJ/s}$$

Por último, se determina el calor total perdido de la misma manera cómo se calculó el calor total perdido por radiación.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{total por convección}} &= (0.0320 + 0.2172 + 0.3180 + 3.5120 + 0.1473 + 0.5117 + 0.2038 + 1.2940) \text{ kJ/s} \\ \dot{Q}_{\text{total por convección}} &= 6.2360 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

3. **Determinación del calor total perdido.** Para calcular el calor total perdido en el tramo 1 se calcula la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{total perdido}} = \dot{Q}_{\text{total por radiación}} + \dot{Q}_{\text{total por convección}} \quad \text{Ecuación 69}$$

$$\dot{Q}_{\text{total perdido}} = (6.7989 \times 10^{-13} + 6.2360) \text{ kJ/s} = 6.2360 \text{ kJ/s}$$

4. **Determinación del porcentaje de calor perdido en el sistema**

$$\% \text{ calor perdido} = \frac{6.2360 \text{ kJ/s}}{150.7404 \text{ kJ/s}} \times 100\% = 4.1369\%$$

## E. Muestra de cálculos realizados para determinar las pérdidas de calor en las marmitas de la parafinadora

1. **Determinación de pérdida de calor en la marmita 1.** A continuación se ejemplifica el cálculo para la marmita 1, el mismo procedimiento se lleva a cabo para el cálculo de las marmitas 2 y 3.

Primero se determina el área de la superficie de la marmita, a partir de la siguiente ecuación:

$$A_s = \pi D + \pi \frac{D^2}{4} \quad \text{Ecuación 70}$$

Donde  $D$  es el diámetro de la marmita, por lo tanto

$$A_s = \pi \times 26 \text{ in} + \pi \frac{(26 \text{ in})^2}{4} = 2285.9200 \text{ in}^2$$

Luego se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección por medio del nomograma de  $h$  de la Figura 27 (p. 81) de la sección de apéndice, de la misma forma cómo se determinó para el cálculo del calor perdido por convección a lo largo de la tubería.

Para determinar el calor perdido por convección se utilizó la ecuación de transferencia de calor por convección, lo cual dio como resultado el siguiente valor:

$$\dot{Q}_{conv} = 0.92 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \times 2285.92 \text{ in}^2 \times \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in}^2} \times (103.1^\circ\text{F} - 75.2^\circ\text{F}) = 407.4652 \text{ Btu/h}$$

$$\dot{Q}_{conv} = 407.4652 \text{ Btu/h} \times \frac{1.055 \text{ kJ}}{1 \text{ Btu}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0.1194 \text{ kJ/s}$$

2. Determinación de pérdida total de calor en las marmitas.

$$\dot{Q}_{total \text{ perdido}} = 0.1194 \text{ kJ/s} + 0.0616 \text{ kJ/s} + 0.1152 \text{ kJ/s} = 0.2963 \text{ kJ/s}$$

3. Determinación del porcentaje de calor perdido en el sistema

$$\% \text{ calor perdido} = \frac{0.2963 \text{ kJ/s}}{150.7404 \text{ kJ/s}} \times 100 \% = 0.1966 \%$$

## F. Muestra de cálculos realizados para determinar el requerimiento de vapor en la planta y el flujo de condensados.

1. Determinación del calor total requerido para calentar el aire en la impresora. Primero se determina el flujo másico de aire en la estación 5 de la impresora, a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \dot{V}_{\text{aire}} \times \rho_{\text{aire}} \quad \text{Ecuación}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.4756 \text{ m}^3 / \text{s} \times 1.2928 \text{ kg/m}^3 = 0.6149 \text{ kg/s}$$

Luego se determina el calor requerido para calentar el aire de 24 °C a 60 °C, utilizando la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad \text{Ecuación 71}$$

$$Q = 0.6149 \text{ kg/s} \times 1046.7 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} \times (60 \text{ °C} - 24 \text{ °C}) \times \frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}} = 23.1699 \text{ kJ/s}$$

Una vez determinado el calor requerido en la estación 5, se determina el calor requerido en toda la máquina multiplicando el valor por 5.

$$Q = 23.1699 \text{ kJ/s} \times 5 \text{ estaciones} = 115.8496 \text{ kJ/s}$$

2. Determinación del calor total requerido en la parafinadora. A continuación se ejemplifica el cálculo para la marmita 1 de la parafinadora, el mismo procedimiento se lleva a cabo para el cálculo en las marmitas 2 y 3, y en la bandeja.

Para determinar el calor total requerido se calcula primero el calor para aumentar la temperatura de la parafina de 24 °C hasta el punto de fusión de la parafina, el cual es de 56.5 °C. El cálculo se realiza a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = mC_p(T_2 - T_1) \quad \text{Ecuación 72}$$

$$Q = 106.3000 \text{ kg} \times 3260.0 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} \times (56.5 \text{ °C} - 24.0 \text{ °C}) \times \frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}} = 11262.4850 \text{ kJ}$$

Luego se determina el calor latente requerido a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = m\lambda_{\text{fusión}} \quad \text{Ecuación 73}$$

$$Q = 106.3000 \text{ kg} \times 147000 \text{ J/kg} \times \frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}} = 15626.1000 \text{ kJ}$$

Luego se determina el calor requerido para aumentar la temperatura de la parafina del punto de fusión hasta 130 °C utilizando la ecuación 72.

$$Q = 106.3000 \text{ kg} \times 3260.0 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (130 ^\circ\text{C} - 56.5 ^\circ\text{C}) \times \frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}} = 25470.5430 \text{ kJ}$$

Una vez determinado el calor requerido en cada fase se determina el calor total requerido, a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{\sum Q}{\text{Tiempo de estabilización}} \quad \text{Ecuación 74}$$

$$Q = \frac{11262.4850 \text{ kJ} + 15626.1000 \text{ kJ} + 25470.5439 \text{ kJ}}{20 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ min}}{3600 \text{ s}} = 43.6326 \text{ kJ/s}$$

3. Determinación del calor total requerido en la planta. Una vez determinado el flujo de calor en cada una de las máquinas, se determina el flujo de calor total en la planta, a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_{total} = \sum Q \quad \text{Ecuación 75}$$

$$Q_{total} = 115.8496 \text{ kJ/s} + 43.6326 \text{ kJ/s} + 10.2206 \text{ kJ/s} + 26.1919 \text{ kJ/s} + 15.4541 \text{ kJ/s} = 211.3487 \text{ kJ/s}$$

Para determinar el flujo másico de vapor se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{\text{vapor total}} = \frac{Q_{total}}{H_{evap}} \quad \text{Ecuación 76}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor total}} = \frac{211.3487 \text{ kJ/s}}{2081.7 \text{ kJ/kg}} = 0.1015 \text{ kg/s}$$

Para determinar el flujo volumétrico de vapor se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_{\text{vapor total}} = \dot{m}_{\text{vapor total}} \times V \quad \text{Ecuación 77}$$

donde V es el volumen específico de vapor saturado a 620.5280 kPa.

$$\dot{V}_{\text{vapor total}} = 0.1015 \text{ kg/s} \times 0.305682 \text{ m}^3/\text{kg} = 0.0320 \text{ m}^3/\text{s}$$

Una vez determinado el flujo de vapor, se procede a determinar el flujo de condensados en el sistema; para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_{\text{condensados}} = \dot{m}_{\text{vapor total}} \times V \quad \text{Ecuación 78}$$

donde V es el volumen específico de líquido saturado a 620.5280 kPa.

$$\dot{V}_{\text{condensado}} = 0.1015 \text{ kg/s} \times 0.001103 \text{ m}^3/\text{kg} = 0.0001 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$0.0001 \text{ m}^3/\text{s} \times \frac{264.172 \text{ gal}}{1 \text{ m}^3} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 106.3404 \text{ gal/h}$$

Para determinar el flujo másico real de condensado formado, se debe de restar al flujo másico de vapor total calculado anteriormente el flujo másico del vapor espontáneo, a partir de la siguiente ecuación:

$$\% \text{ vapor espontáneo} = \frac{SA - SB}{LL} \times 100 \quad \text{Ecuación 79}$$

donde:

SA= Calor sensible del condensado a la presión mayor antes de ser descargado o liberado, kJ/kg.

SB= Calor sensible del condensado a la presión menor a la cual es descargado o liberado, kJ/kg.

LL= Calor latente del vapor a baja presión, a la cual es descargado o liberado el condensado, kJ/kg.

$$\% \text{ vapor espontáneo} = \frac{591.4010 \text{ kJ/kg} - 400.1220 \text{ kJ/kg}}{2268.84 \text{ kJ/kg}} \times 100 = 8.4307 \%$$

Para determinar el flujo másico del vapor espontáneo se debe multiplicar el porcentaje de vapor espontáneo por el flujo másico del condensado formado; donde  $\dot{m}_{\text{vapor total}} = \dot{m}_{\text{condensado}}$ .

$$\dot{m}_{\text{vapor espontáneo}} = \dot{m}_{\text{condensado}} \times \frac{\% \text{ vapor espontáneo}}{100} \quad \text{Ecuación 80}$$



$$\dot{m}_{\text{vapor espontáneo}} = 0.1015 \text{ kg/s} \times \frac{8.4307\%}{100} = 0.008559 \text{ kg/s}$$

Luego se determina el flujo másico real de condensado formado a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{\text{real de condensado}} = \dot{m}_{\text{condensado}} - \dot{m}_{\text{vapor espontáneo}} \quad \text{Ecuación 81}$$

$$\dot{m}_{\text{real de condensado}} = 0.1015 \text{ kg/s} - 0.008559 \text{ kg/s} = 0.0930 \text{ kg/s}$$

Por último se determina el flujo volumétrico de condensado a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_{\text{real de condensado}} = \dot{m}_{\text{real de condensado}} \times V \quad \text{Ecuación 82}$$

donde V es el volumen específico de líquido saturado a 620.5280 kPa.

$$\dot{V}_{\text{real de condensado}} = 0.0930 \text{ kg/s} \times 0.001103 \text{ m}^3/\text{kg} = 0.0001025 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$0.0001025 \text{ m}^3/\text{s} \times \frac{264.172 \text{ gal}}{1 \text{ m}^3} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 97.5206 \text{ gal/h}$$

## G. Muestra de cálculos realizados para determinar las dimensiones del tanque recolector de condensados.

A continuación se ejemplifica el cálculo realizado para determinar el volumen máximo y las dimensiones del tanque recolector de condensados.

Para determinar el volumen máximo necesario, por cuestiones de diseño y seguridad se agrega el 30 % del volumen de condensados generado en una hora. Por lo tanto,

$$V_{\text{max}} = 0.0001 \text{ m}^3/\text{s} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \times 1.30 \times 1 \text{ h} = 0.4680 \text{ m}^3$$

Una vez determinado el volumen máximo del tanque, se procede a determinar sus dimensiones; a partir de las siguientes ecuaciones:

$$h = 2D \quad \text{Ecuación 83}$$

$$V = \pi \frac{D^2}{4} h \quad \text{Ecuación 84}$$

donde

$h$  = altura del tanque, m

$D$  = diámetro del tanque, m

$V$  = volumen del tanque, m<sup>3</sup>

Sustituyendo la ecuación 79 en la ecuación 80 se obtiene que

$$V = \pi \frac{D^2}{4} \times 2D \quad \text{Ecuación 85}$$

$$0.4680 \text{ m}^3 = \pi \frac{D^2}{4} \times 2D$$

Despejando para  $D$ :

$$D = 0.6700 \text{ m}$$

y sustituyendo en la ecuación 79

$$h = 1.34 \text{ m}$$

## H. Análisis económico

1. Costo de generación de vapor con 71.41 % de eficiencia de caldera comparado con el costo de generación de vapor con 85.00 % de eficiencia de caldera. A continuación se realiza una comparación para determinar la diferencia de costo al operar a una eficiencia de caldera inferior a la ideal. Se considera la eficiencia ideal de la caldera como el 85.00 % y la alimentación de vapor actual de 150.74 kJ/s.

El cálculo del costo de vapor generado con eficiencia de 71.41 % se detalla a continuación.

$$\text{Galones de combustible utilizado} = 150.74 \text{ kJ/s} \times \frac{100 \text{ kJ/s de diesel consumido}}{71.4084 \text{ kJ/s de vapor generado}} \times \frac{1 \text{ kg diesel}}{45000 \text{ kJ diesel}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{876 \text{ kg diesel}} \times \frac{1 \text{ gal}}{0.003785 \text{ m}^3} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \times \frac{20 \text{ h}}{1 \text{ día}} \times \frac{360 \text{ días}}{1 \text{ año}} = 29337.4611 \text{ gal/año}$$

A continuación se determina el costo del combustible.

$$\text{Costo de combustible utilizado} = 29337.4611 \text{ gal/año} \times 30.00 \text{ Q./gal} = \text{Q.}880,123.83$$

A una tasa de cambio del 7.7 Q./US\$

$$\text{Costo combustible utilizado} = \text{Q.}880,123.83 \times \frac{1 \text{ US.}\$}{7.7 \text{ Q.}} = \$114,301.80$$

Luego se realiza el cálculo del costo de vapor generado con eficiencia de 85.00 %.

$$\text{Galones de combustible utilizado} = 150.74 \text{ kJ/s} \times \frac{100 \text{ kJ/s de diesel consumido}}{85.00 \text{ kJ/s de vapor generado}} \times \frac{1 \text{ kg diesel}}{45000 \text{ kJ diesel}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{876 \text{ kg diesel}} \times \frac{1 \text{ gal}}{0.003785 \text{ m}^3} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \times \frac{20 \text{ h}}{1 \text{ día}} \times \frac{360 \text{ días}}{1 \text{ año}} = 24646.3820 \text{ gal/año}$$

A continuación se determina el costo del combustible.

$$\text{Costo de combustible utilizado} = 24646.3820 \text{ gal/año} \times 30.00 \text{ Q./gal} = \text{Q.}739,391.46$$

A una tasa de cambio del 7.7 Q./US\$

$$\text{Costo de combustible utilizado} = \text{Q.}739,391.46 \times \frac{1 \text{ US.}\$}{7.7 \text{ Q.}} = \$96,024.8649$$

Para hacer una comparación se determina la diferencia de ambos costos a partir de la siguiente ecuación:

Diferencia de costo de combustible utilizado = costo de combustible utilizado con eficiencia del 71.41% -  
costo de combustible utilizado con eficiencia del 85.00 %

$$\text{Diferencia de costo de combustible utilizado} = \text{Q.}880,123.83 - \text{Q.}739,391.46 = \text{Q.}140,732.37$$

A una tasa de cambio del 7.7 Q./US\$

$$\text{Diferencia de costo de combustible utilizado} = \text{Q. } 140,732.37 \times \frac{1 \text{ US.}\$}{7.7 \text{ Q.}} = \$18,276.93$$

2. Determinación del costo del calor total perdido calculado por medio del balance global de energía. Para realizar los cálculos presentados a continuación se deben considerar las siguientes condiciones de operación:

Tabla 57. Condiciones de operación de la planta.

<b>Horas trabajadas al día</b>	20
<b>Días trabajados al año</b>	360
<b>Costo por galón de diesel</b>	Q30.00

$$\begin{aligned} \text{Galones de combustible perdido} &= 9.1024 \text{ kJ/s} \times \frac{100 \text{ kJ/s de diesel consumido}}{71.4084 \text{ kJ/s de vapor generado}} \times \frac{1 \text{ kg diesel}}{45000 \text{ kJ diesel}} \times \\ &\frac{1 \text{ m}^3}{876 \text{ kg diesel}} \times \frac{1 \text{ gal}}{0.003785 \text{ m}^3} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \times \frac{20 \text{ h}}{1 \text{ día}} \times \frac{360 \text{ días}}{1 \text{ año}} = 2214.4182 \text{ gal/año} \end{aligned}$$

A continuación se determina el costo del combustible.

$$\text{Costo de combustible perdido} = 2214.4182 \text{ gal/año} \times 30.00 \text{ Q./gal} = \text{Q. } 66,432.55$$

A una tasa de cambio del 7.7 Q./US\$

$$\text{Costo de combustible perdido} = \text{Q}66,432.55 \times \frac{1 \text{ US.}\$}{7.7 \text{ Q.}} = \$8,627.60$$

3. Determinación del costo del calor total perdido calculado por medio de la diferencia de temperatura entre la superficie del sistema y el ambiente. Considerando las mismas condiciones de operación en la planta, primero se determina el costo del calor total perdido a lo largo de la tubería.

$$\begin{aligned} \text{Galones de combustible perdido} &= 6.2360 \text{ kJ/s} \times \frac{100 \text{ kJ/s de diesel consumido}}{71.4084 \text{ kJ/s de vapor generado}} \times \frac{1 \text{ kg diesel}}{45000 \text{ kJ diesel}} \times \\ &\frac{1 \text{ m}^3}{876 \text{ kg diesel}} \times \frac{1 \text{ gal}}{0.003785 \text{ m}^3} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \times \frac{20 \text{ h}}{1 \text{ día}} \times \frac{360 \text{ días}}{1 \text{ año}} = 1517.0819 \text{ gal/año} \end{aligned}$$

A continuación se determina el costo del combustible.

$$\text{Costo de combustible perdido} = 1517.0819 \text{ gal/año} \times 30.00 \text{ Q./gal} = \text{Q.45,512.46}$$

A una tasa de cambio del 7.7 Q./US\$

$$\text{Costo de combustible perdido} = \text{Q45,512.46} \times \frac{1 \text{ US.}\$}{7.7 \text{ Q.}} = \$5,910.71$$

De la misma manera se determina el costo del calor total perdido en las marmitas de la parafinadora.

$$\begin{aligned} \text{Galones de combustible perdido} &= 0.2963 \text{ kJ/s} \times \frac{100 \text{ kJ/s de diesel consumido}}{71.4084 \text{ kJ/s de vapor generado}} \times \frac{1 \text{ kg diesel}}{45000 \text{ kJ diesel}} \times \\ &\frac{1 \text{ m}^3}{876 \text{ kg diesel}} \times \frac{1 \text{ gal}}{0.003785 \text{ m}^3} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \times \frac{20 \text{ h}}{1 \text{ día}} \times \frac{360 \text{ días}}{1 \text{ año}} = 57.6654 \text{ gal/año} \end{aligned}$$

A continuación se determina el costo del combustible.

$$\text{Costo de combustible perdido} = 57.6654 \text{ gal/año} \times 30.00 \text{ Q./gal} = \text{Q.1,729.96}$$

A una tasa de cambio del 7.7 Q./US\$

$$\text{Costo de combustible perdido} = \text{Q1,729.96} \times \frac{1 \text{ US.}\$}{7.7 \text{ Q.}} = \$224.67$$

Una vez determinados los costos de calor total perdido a lo largo de la tubería y en las marmitas, se determina el costo total a partir de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \text{Costo total} &= \text{Costo total por pérdidas a lo largo de la tubería} \\ &+ \text{Costo total por pérdidas en las marmitas} \\ \text{Costo total} &= \text{Q. 45,512.46} + \text{Q.1,729.96} = \text{Q. 47,242.40} = \$6,135.38 \end{aligned}$$

## 4. Flujo de caja

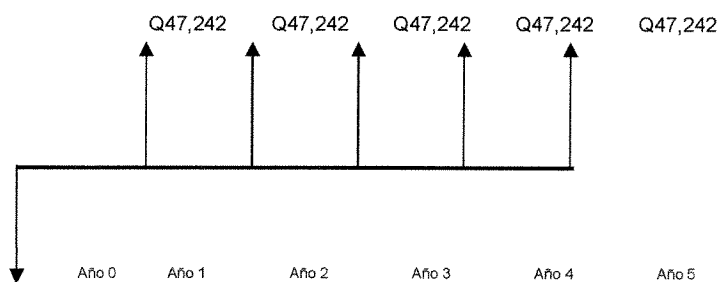
Tabla 58. Accesorios necesarios.

Cantidad	Equipo y accesorios	Precio unitario	Total	Vida util, años
9	Tubería de acero al carbón cédula # 80 tipo sin costura seamless 2" largo 19 ft	Q 712.32	Q 6,410.88	5
7	Tubería de acero al carbón cédula # 80 tipo sin costura seamless 1 1/2" Largo 19 ft	Q 515.20	Q 3,606.40	5
17	Tubería de acero al carbón cédula # 80 tipo sin costura seamless 1/2" Largo 19 ft	Q 215.20	Q 3,658.40	5
58	Cañuelas de fibra de vidrio de 2" X 1" X 3'	Q 54.20	Q 3,143.60	5
44	Cañuelas de fibra de vidrio de 1 1/2" X 1" X 3'	Q 42.80	Q 1,883.20	5
90	Cañuelas de fibra de vidrio de 1/2" X 1" X 3'	Q 33.25	Q 2,992.50	5
2	Válvulas de globo de asiento de teflón 2"	Q 1,249.50	Q 2,499.00	5
4	Válvulas de globo de asiento de teflón 1 1/2 "	Q 827.71	Q 3,310.84	5
5	Trampas de vapor cubeta invertida 1/2"	Q 884.81	Q 4,424.05	5
2	Válvulas reguladoras a 70 psi	Q 381.15	Q 762.30	5
1	Válvula de cheque 1/2"	Q 22.53	Q 22.53	5
1	Válvula de liberación de presión por emergencia	Q 1,041.84	Q 1,041.84	5
11	Codos a 90° de 2"	Q 23.75	Q 261.25	5
11	Codos a 90° de 1/2"	Q 4.23	Q 46.53	5
2	Codos a 45° de 2"	Q 21.26	Q 42.52	5
5	T de 2"	Q 29.77	Q 148.85	5
1	T de 1 1/2"	Q 16.40	Q 16.40	5
1	Bomba centrífuga 1/2 HP	Q 2,733.50	Q 2,733.50	5
1	Relé de control de nivel para máximo y mínimo.	Q 500.00	Q 500.00	5
3	Sonda o electrodo para relé de control de nivel	Q 27.00	Q 81.00	5
1	Tubería de acero al carbón cédula # 80 tipo sin costura seamless 4" 6x19 ft	Q 234.40	Q 234.40	5

Tabla 59. Costos.

<b>Sub total inversión</b>	Q 37,819.99
<b>Costo de Instalación según factor de Figura 29 p. 83</b>	Q 28,970.11
<b>Imprevistos (15%)</b>	Q 10,018.52
<b>Total inversión</b>	Q 76,808.62

Figura 20. Flujo de caja.



Q76,809

Tabla 60. Flujo de caja

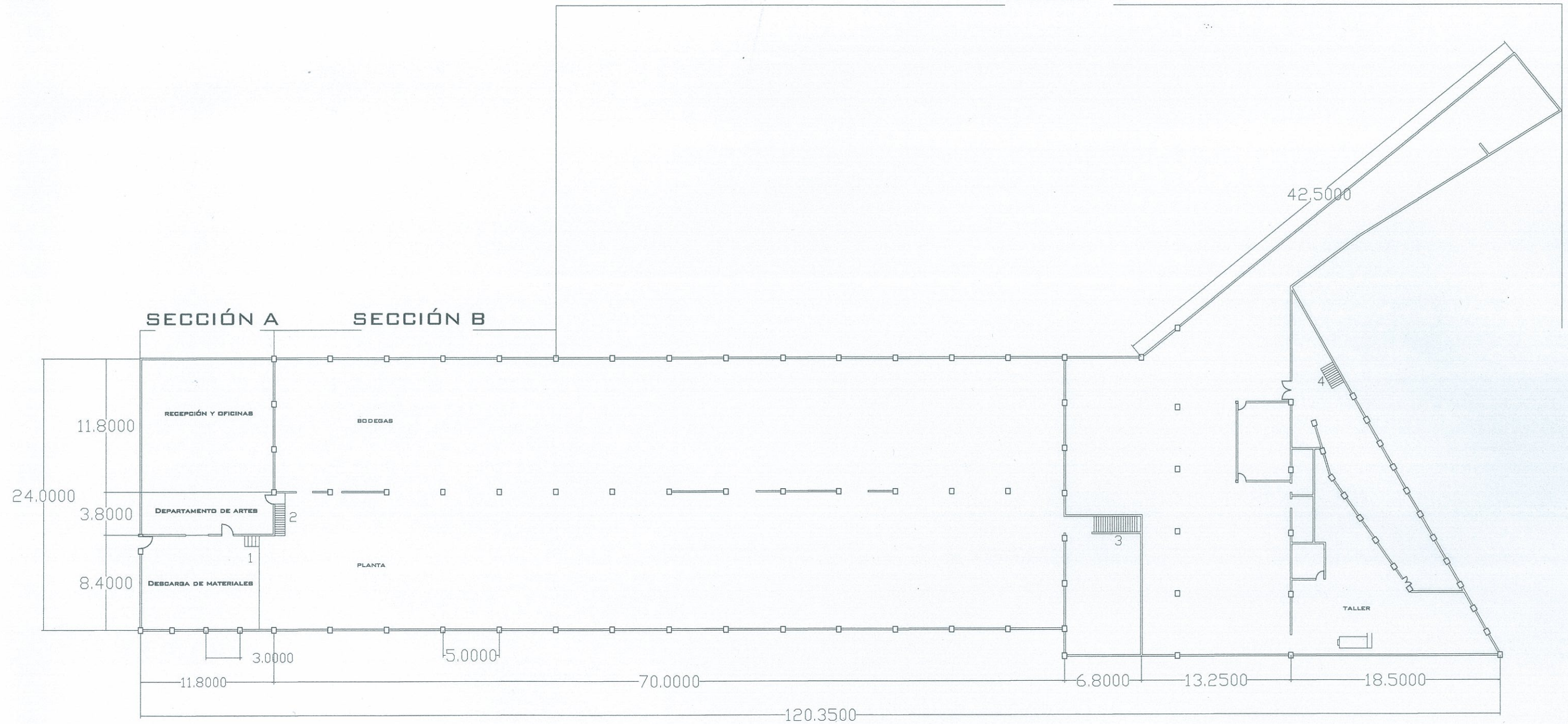
Tasa =	10.0%					
Año	0	1	2	3	4	5
<b>Inversión en Equipo</b>	-76,809					
<b>Ahorros Anuales</b>		47,242	47,242	47,242	47,242	47,242
<b>Cash Flow</b>	-76,809	47,242	47,242	47,242	47,242	47,242
<b>Factor de Descuento</b>	1.0000	0.9091	0.8264	0.7513	0.6830	0.6209
<b>Valor Presente</b>	-76,809	42,948	39,043	35,494	32,267	29,334
<b>VPN</b>	Q 102,277					
<b>TIR</b>	54.53%					

## I. Planos

A continuación una serie de planos utilizados en el diseño de la línea de vapor.



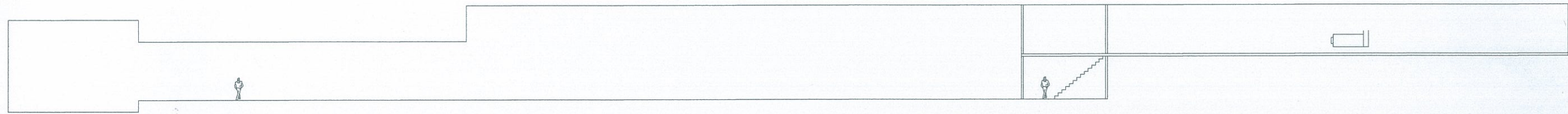
SECCIÓN C



**ESPECIFICACIÓN**  
 TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).  
 TODOS LOS MUROS DE LA SECCIÓN A Y C  
 MIDEN 7.60 M. DE ALTO.  
 TODOS LOS MUROS DE LA SECCIÓN B MIDEN  
 4.70 M. DE ALTO.  
 LA ESCALERA 1 SUBE 0.945 M.  
 LA ESCALERA 2 SUBE 2.42 M.  
 LA ESCALERA 3 SUBE 3.45 M.  
 LA ESCALERA 4 SUBE 2.45 M.

**PLANTA ARQUITECTÓNICA**  
 FIGURA 21. PLANTA DE  
 ROTOPRIN, S.A.  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.

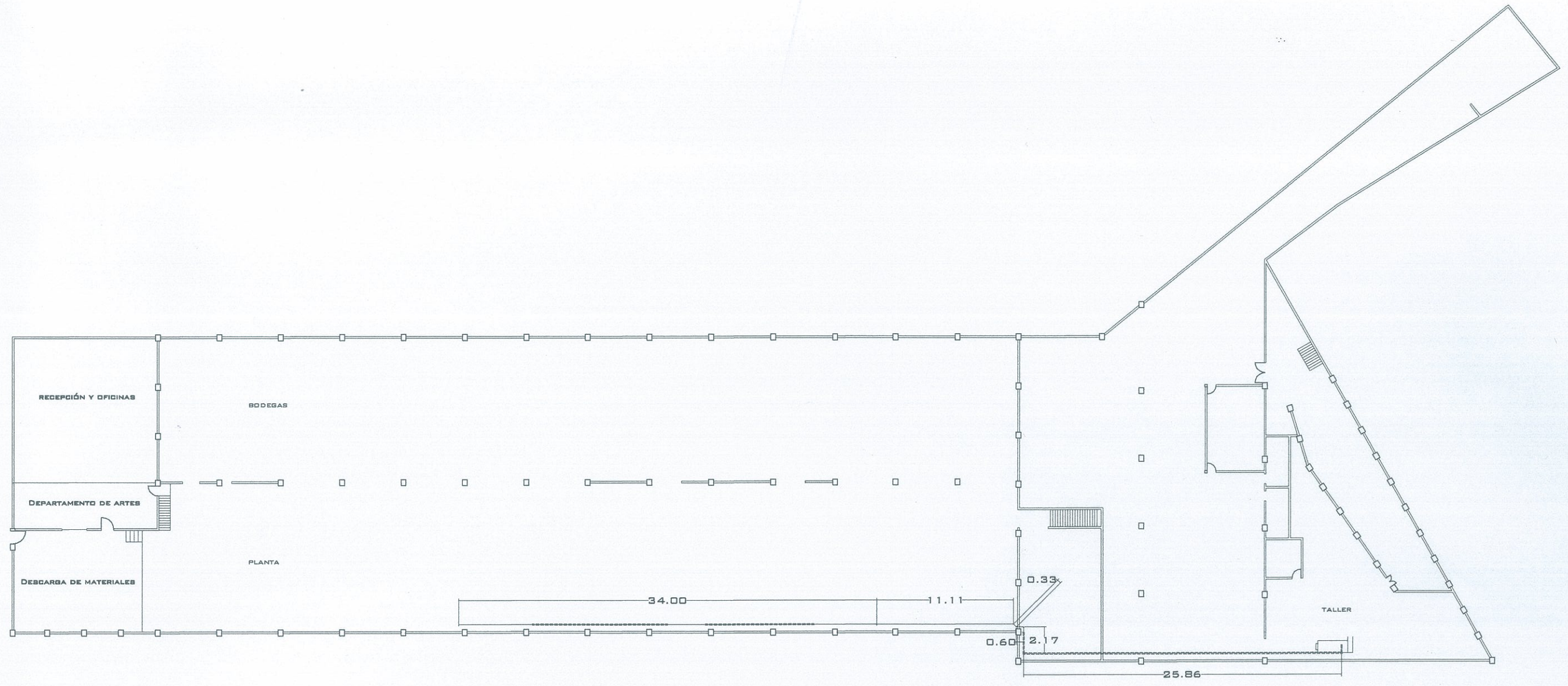




ESPECIFICACIÓN  
TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

ELEVACIÓN LATERAL  
FIGURA 22. PLANTA DE  
ROTOPRIN, S.A.  
ESCALA 1/30  
KATHERINE ARIMANY P.



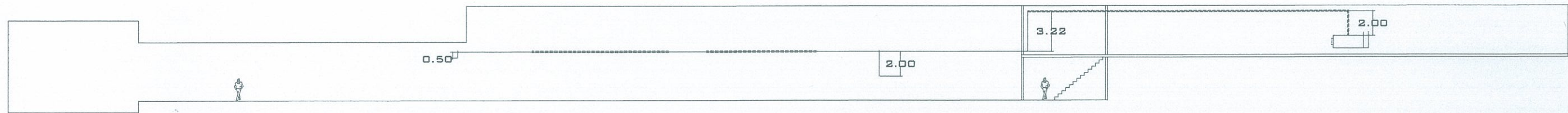


**ESPECIFICACIÓN**  
 TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

SIMBOLOGÍA	
-----	AISLAMIENTO TÉRMICO
↙	CODO DE 45°
└	CODO DE 90°
⊥	T

**PLANTA ARQUITECTÓNICA**  
 FIGURA 23. CONDICIONES  
 ACTUALES DE OPERACIÓN  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.



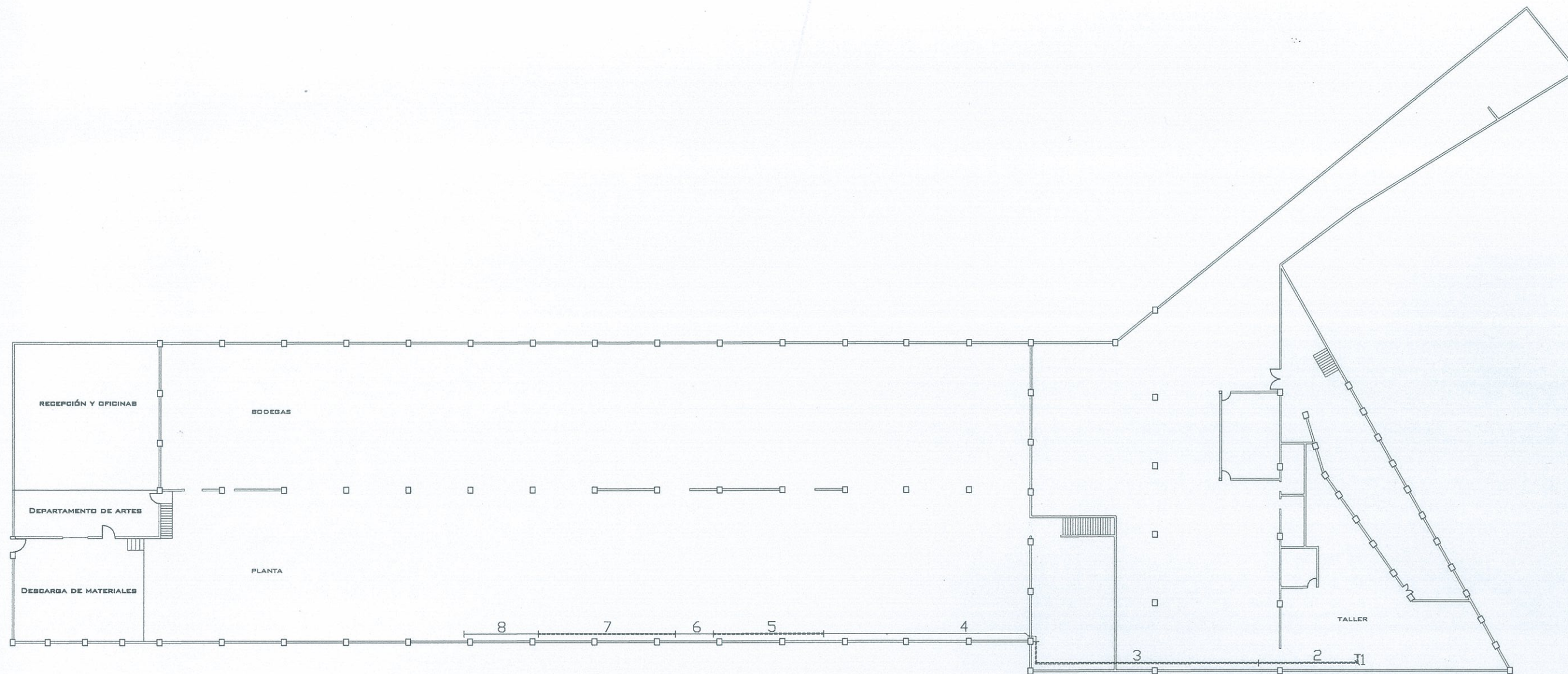


**ESPECIFICACIÓN**  
 TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

SIMBOLOGÍA	
-----	AISLAMIENTO TÉRMICO
↙	CODO DE 45°
└	CODO DE 90°
+	T
⊗	VÁLVULA DE GLOBO


**ELEVACIÓN LATERAL**  
**FIGURA 24. CONDICIONES**  
**ACTUALES DE OPERACIÓN**  
 ESCALA 1/30  
 KATHERINE ARIMANY P.





ESPECIFICACIÓN  
TODAS LAS MEDIDAS ESTÁN EN METROS (M).

PLANTA ARQUITECTÓNICA

FIGURA 25. UBICACIÓN Y TEMPERATURA SUPERFICIAL DE CADA TRAMO UTILIZADO PARA DETERMINAR EL CALOR TOTAL PERDIDO POR CONVECCIÓN A LO LARGO DE LA TUBERÍA  
ESCALA 1/30  
KATHERINE ARIMANY P.

### J. Factores utilizados

Figura 26. Factores para calentamiento de gases fuera de tuberías sencillas horizontales, convección natural.

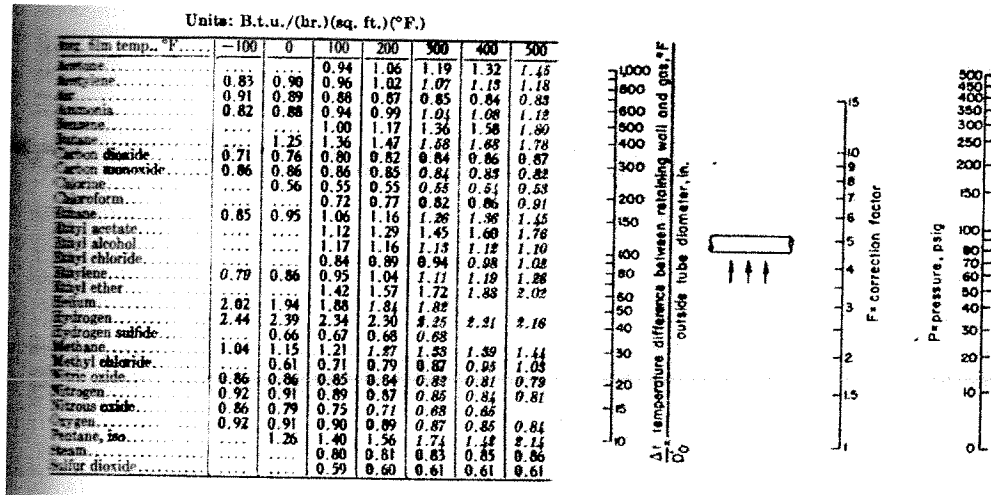
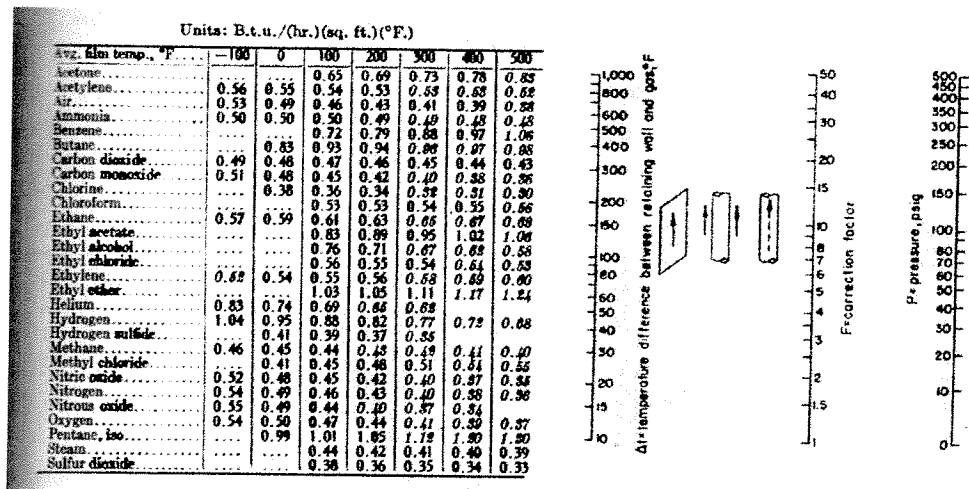


Figura 27. Factores para calentamiento de gases fuera de tuberías sencillas verticales o en platos verticales, convección natural.



## Flujo de caja

Tabla 61. Costos considerando el 20 % de instalación.

<b>Sub Total Inversión</b>	Q	33,785.65
<b>Costo de Instalación (20%)</b>	Q	6,757.13
<b>Imprevistos (15%)</b>	Q	6,081.42
<b>Total inversión</b>	Q	46,624.20

Figura 28. Flujo de caja considerando el 20 % de instalación.

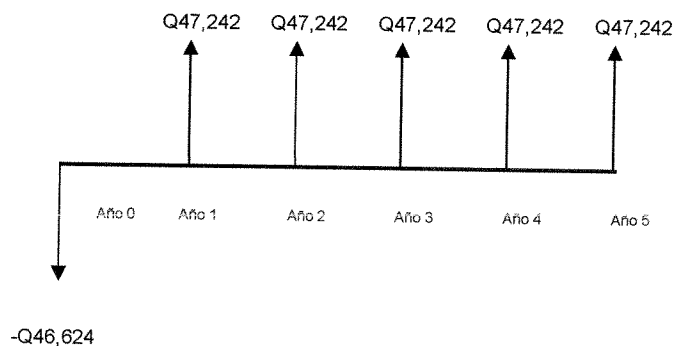


Tabla 62. Flujo de caja considerando el 20 % de instalación.

Tasa	10.0%					
Año	0	1	2	3	4	5
<b>Inversión en Equipo</b>	-46,624					
<b>Ahorros Anuales</b>		47,242	47,242	47,242	47,242	47,242
<b>Cash Flow</b>	-46,624	47,242	47,242	47,242	47,242	47,242
<b>Factor de Descuento</b>	1.0000	0.9091	0.8264	0.7513	0.6830	0.6209
<b>Valor Presente</b>	-46,624	42,948	39,043	35,494	32,267	29,334
<b>VPN</b>	Q. 132,462					
<b>TIR</b>	<b>98.00%</b>					



Figura 29. Factores de estimación para calcular el costo de la instalación del equipo.

**TABLE 9-53 Estimate Using Factors from Table 9-51**

Details (solids-fluid, grass-roots plant)	Factor assumed	Cost, \$	Percentage of total
Equipment, delivered	1.00	1,000,000	23.4
Installed	0.41	410,000	9.6
Piping	0.34	340,000	5.0
Electrical	0.13	130,000	3.0
Instruments	0.13	130,000	3.0
Battery-limit building and service	0.30	300,000	7.0
Excavation and site preparation	0.15	150,000	3.5
Auxiliaries	0.52	520,000	12.2
Total physical plant	2.98	2,980,000	69.7
Field expense	0.39	390,000	9.1
Engineering	0.39	390,000	9.1
Direct plant costs	3.76	3,760,000	87.9
Contractor's fees, overhead, profit	0.13	130,000	3.0
Contingency	0.39	390,000	9.1
Total fixed-capital investment	4.28	4,250,000	100.0