

UNIVERSIDAD DEL VALLE  
DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Diseño comparativo para la selección de un sistema  
de regeneración de energía eléctrica y térmica para un hotel

**Ana Lucía Aldana Wong**

Guatemala  
2010



Diseño comparativo para la selección de un sistema  
de regeneración de energía eléctrica y térmica para un hotel

UNIVERSIDAD DEL VALLE  
DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Diseño comparativo para la selección de un sistema  
de regeneración de energía eléctrica y térmica para un hotel

Trabajo de investigación presentado por  
**Ana Lucía Aldana Wong**  
previo a optar al título de Ingeniera Química  
en el grado académico de Licenciado

Guatemala  
2010

# CONTENIDO

	<b>Página</b>
Lista de tablas.....	vii
Lista de diagramas.....	ix
Lista de ilustraciones.....	ix
Resumen.....	x

<b>Capítulos</b>	<b>Página</b>
I.Introducción.....	1
II.Antecedentes.....	3
A.Cogeneración.....	3
B.Diferentes tecnologías de cogeneración.....	4
C.Componentes del sistema cogenerativo de un hotel.....	7
D. Beneficios de la cogeneración.....	9
E. Intercambiador de calor.....	9
1. Clasificación y terminología de intercambiadores de calor:.....	10
2. Intercambiador tipo serpentín.....	10
3. El coeficiente de transferencia de calor total.....	10
4. Diferencia media logarítmica de temperaturas:.....	12
III.Justificación.....	14
IV.Objetivos.....	15
A. Generales.....	15
B. Específicos.....	15
V.Problema resuelto.....	16
VI.Metodología.....	17
VII.Cronograma.....	18
VIII. Resultados.....	19
IX.Discusión de Resultados.....	34
X.Conclusiones.....	38
XI.Recomendaciones.....	39
XII.Bibliografía.....	40
XIII. Apéndice.....	42
A.Diagrama de equipo.....	43
B.Datos originales.....	44
C.Cálculos de muestra.....	46
1. Balance de masa.....	46
2. Balance de energía.....	50
3. Diseño de intercambiador de calor.....	53
4. Análisis termodinámico del hotel, economizador y cogeneración:.....	60
5. Consumo de diesel y emisiones de Dióxido de Carbono:.....	67
D. Datos calculados.....	70
A. Anexos.....	80

## Lista de tablas

<b>Tabla</b>	<b>Página</b>
1: Rangos típicos de funcionamiento.....	6
2: Metodología empleada .....	17
3: Cronograma de actividades .....	18
4: Costo estimado de energía eléctrica y térmica mensual.....	19
5: Demanda de energía eléctrica del hotel.....	22
6: Generación de entropía del hotel.....	22
7: Generación de trabajo del hotel.....	23
8: Características del intercambiador de calor diseñado para el economizador .....	24
9: Generación de entropía del economizador del hotel .....	27
10: Generación de trabajo del economizador del hotel .....	27
11: Motor y generador seleccionado para la cogeneración .....	28
12: Características del intercambiador de calor diseñado para cogeneración .....	28
13: Generación de entropía de la cogeneración del hotel.....	32
14: Generación de trabajo de la cogeneración del hotel.....	32
15: Consumo de diesel diarios.....	33
16: Emisiones de Dióxido de Carbono diarios .....	33
17: Consumo de electricidad mensual.....	33
18: Especificación de equipo.....	44
19: Datos proporcionados por el analizador de combustión.....	44
20: Condiciones de operación .....	45
21: Demanda y consumo energético.....	45
22: Propiedades balance de masa hotel .....	46
23: Propiedades balance de masa hotel .....	50
24: Propiedades del agua a 95°C .....	54
25: Propiedades de especies químicas .....	60
26: Capacidades caloríficas de especies químicas.....	63

27: Capacidades caloríficas medias.....	63
28: Condiciones y propiedades .....	65
29: Generación de entropía.....	66
30: Análisis de trabajo .....	67
31: Propiedades del dióxido de carbono .....	67
32: Balance de masa y energía del hotel.....	70
33: Propiedades del economizador.....	71
34: Balance de masa y energía del economizador.....	71
35: Propiedades utilizadas para el balance de masa y energía de la cogeneración .....	72
36: Balance de masa y energía de cogeneración .....	72
37: Propiedades utilizadas para el diseño de intercambiadores de calor.....	73
38: Datos calculados intercambiadores de calor.....	73
39: Propiedades utilizadas para análisis termodinámico del hotel .....	74
40: Propiedades utilizadas para análisis termodinámico del economizador.....	74
41: Propiedades utilizadas para el análisis termodinámico de la cogeneración .....	74
42: Flujos másicos utilizados para el análisis termodinámico del hotel.....	75
43: Flujos másico utilizados para el análisis termodinámico del economizador.....	75
44: Flujos másico utilizados para el análisis termodinámico de la cogeneración .....	75
45: Exceso de aire empleado .....	75
46: Capacidades caloríficas medias y totales .....	76
47: Entalpía, entropía y trabajo ideal.....	76
48: Entropía y trabajo perdido del hotel .....	77
49: Entropía y trabajo perdido del economizador .....	77
50: Entropía y trabajo perdido de la cogeneración.....	78
51: Trabajo producido .....	78
52: Consumo de diesel.....	78
53: Emisiones de Dióxido de Carbono.....	79
54: Consumo de energía eléctrica.....	79

## Lista de diagramas

<b>Diagrama</b>	<b>Página</b>
1: Balance de masa del hotel .....	20
2: Balance de energía del hotel.....	21
3: Análisis termodinámico del hotel.....	22
4: Diseño y análisis del economizador .....	23
5: Balance de masa del economizador.....	25
6: Balance de energía del economizador .....	26
7: Diseño de cogeneración.....	28
8: Balance de masa de la cogeneración .....	30
9: Balance de energía de la cogeneración.....	31
10: Análisis termodinámico cogeneración .....	32
11: Diagrama de equipo.....	43

## Lista de ilustraciones

<b>Ilustración</b>	<b>Página</b>
1: Sistema convencional vs. Sistema de cogeneración alternativas para el abastecimiento energético.....	4
2: Distribución de temperaturas en relación al flujo para un intercambiador de tubo....	12
3: Especificaciones de intercambiador para el economizador.....	24
4: Especificaciones de un paso para el intercambiador para cogeneración.....	29
5: Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt .....	81

## **Resumen**

Ese trabajo tiene como objetivo principal, aumentar el rendimiento de la conservación de energía de un hotel, por medio de la utilización al máximo de los recursos y disminuir las emisiones de dióxido de carbono producidas por el hotel. Para llevar a cabo dicho objetivo se evaluaron las condiciones en las que opera el hotel, la simulación de un economizador, por medio de los gases de chimenea; y la simulación de una cogeneración, por medio de un generador de motor diesel. Las condiciones evaluadas, se realizaron por medio de análisis termodinámicos y balances de masa y energía. Se concluye que la cogeneración, es más rentable que la simulación de un economizador, ya que la cogeneración permite reducir los costos de operación del hotel en un 30.6493% (179200.5124Q) mientras que el economizador los reduce en un 0.6875% (256620.9281Q). Así mismo, por medio de la cogeneración el hotel, alternándola con el suministro de energía eléctrica a las horas de poca demanda, es capaz de satisfacer la demanda de energía eléctrica y térmica a las horas de alta demanda, a partir de una misma fuente de combustible, a un menor costo. Por otro lado, las emisiones de dióxido de carbono disminuyen en un 99.0505% mientras que por medio del economizador, éstas se reducen en un 3.4072% comparado con las condiciones que opera el hotel.

# I. Introducción

Para satisfacer las necesidades energéticas en la industria, normalmente se compra la electricidad y combustibles a las correspondientes compañías suministradoras para producir energía térmica en la industria. Esta cómoda modalidad de abastecimiento, resulta ser, en determinados casos, demasiado cara y desde el punto de vista de uso racional de la energía, bastante ineficiente, ya que de la energía que se genera en un proceso convencional solo se aprovecha el 35%. Dicho de otro modo, se produce un 65% de energía que no se aprovecha en forma de calor. Por otro lado se vive en una era donde, debido a los cambios ambientales, la preocupación por aprovechar al máximo los recursos es cada día más grande.

La cogeneración es un eficiente medio para aumentar la eficiencia energética y reducir los costos energéticos, sin alterar los procesos. Consiste en la producción simultánea, de energía eléctrica o mecánica y calor, haciendo uso del calor desechado de un proceso previo para luego convertirse en un aporte de energía a un posterior proceso para que el mismo combustible se utilice dos veces. Siendo de esta manera totalmente independiente de la empresa suministradora de energía eléctrica o trabajar paralelamente con el sistema cogenerativo y la empresa suministradora de energía eléctrica. La cogeneración puede utilizarse en cualquier proceso donde se requiera energía eléctrica y térmica.

Este trabajo tiene como objetivo principal, aumentar el rendimiento de la conservación de energía de un hotel, por medio de la utilización al máximo de los recursos y disminuir las emisiones de CO<sub>2</sub> producidas por el hotel. Para llevar a cabo dicho objetivo, se estudió el funcionamiento de un hotel y se tomaron datos del equipo con el que laboran, así como a las condiciones que laboran la caldera, el intercambiador de calor y el tanque de condensados. Con los datos obtenidos se realizó un análisis termodinámico y un balance de masa y energía a las condiciones que actualmente operan. Con base en estos datos se diseñó la simulación de un economizador, por medio de los gases de chimenea; y la simulación de una cogeneración para el hotel, por medio de un generador de motor de diesel. La finalidad del diseño del economizador, es demostrar lo más eficiente que puede llegar a ser el hotel con las actuales condiciones, para luego compararlo con el diseño de una cogeneración.

A continuación se presentan las justificaciones de este trabajo, así como los objetivos generales y específicos trazados. Luego se encuentra el problema resuelto, la metodología empleada, la cronología del trabajo y los resultados obtenidos. En la sección de resultados se presentan los balances de masa y energía, el análisis termodinámico, el consumo de diesel y las emisiones de dióxido de carbono del hotel, el economizador y la cogeneración. Para la simulación del economizador y cogeneración se diseñaron dos intercambiadores de calor tipo serpentín, en la sección de resultados encontrará las especificaciones de dicho equipo. Luego se presenta la discusión, donde se realiza un análisis de los resultados obtenidos, finalmente las conclusiones, las recomendaciones de la práctica y bibliografía consultada. En la sección del apéndice, se encuentra un diagrama del equipo y su respectiva descripción del hotel analizado. Luego en la sección de cálculo de muestra, se ejemplifican los cálculos realizados según los objetivos trazados en la práctica. Finalmente se muestran los datos adicionales calculados, necesarios para obtener los resultados.

## **II. Antecedentes**

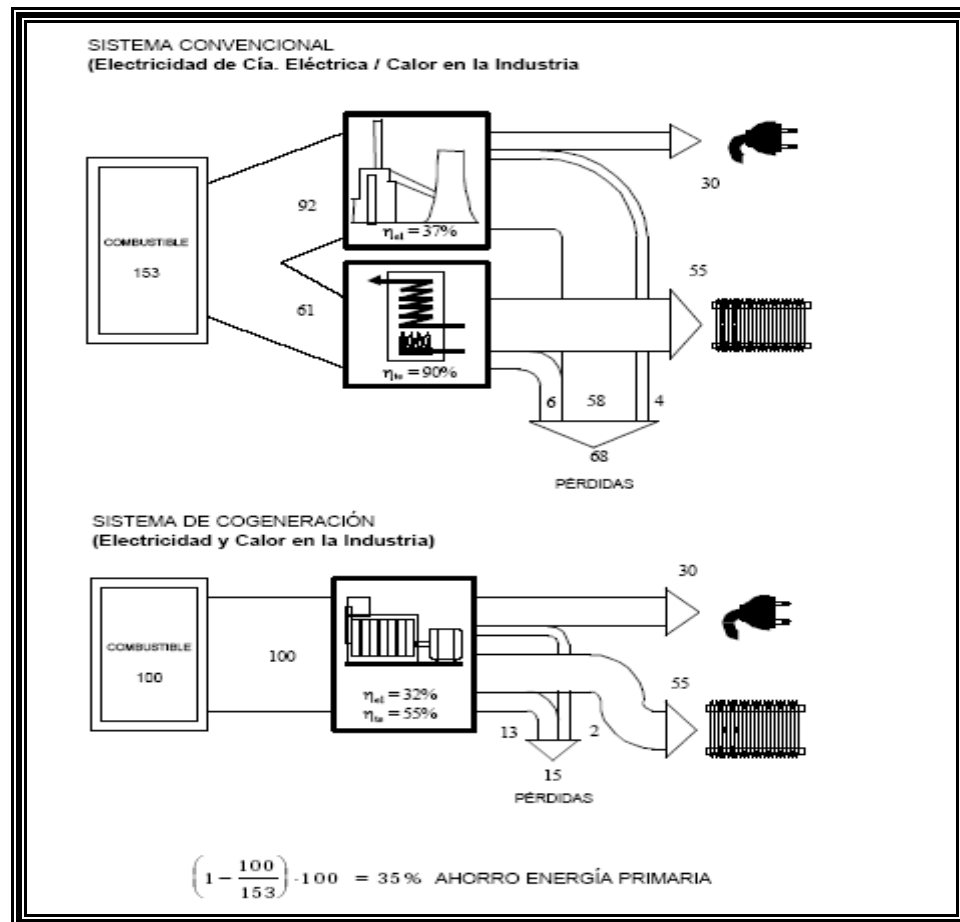
### **A. Cogeneración**

La cogeneración se define como la producción conjunta, en proceso secuencial, de electricidad (o energía mecánica) y energía térmica útil. Esto se consigue mediante la utilización de equipos convencionales de la ingeniería térmica (caldera, motores, turbinas, intercambiadores, etc.) integrados funcionalmente para obtener un mayor provecho de la energía primera consumida (Martínez, A., 2006:182).

Es precisamente este aprovechamiento de la energía térmica lo que hace posible un rendimiento global en la utilización de la energía elevada y en definitiva, un ahorro de energía primaria. Se admite también como alternativa de cogeneración, la generación de energía mecánicamente en vez de electricidad para el accionamiento de compresores, bombas, etc., que en otro caso habría de utilizar motores (Martínez, A., 2006:182).

A continuación se muestran dos alternativas para el abastecimiento energético en una industria: sistema convencional, en el que calor y electricidad se reciben de forma independiente, y un sistema de cogeneración. Con este sistema podrían producirse 30 unidades de trabajo y 55 de calor a partir de 100 unidades de energía primaria (las 15 restantes son pérdidas), mientras que para esas mismas producciones con sistemas convencionales (eléctrico con rendimiento de 0.37 y térmico de 0.9) serían necesarias 153 unidades de energía primaria. Así el ahorro de energía primaria en este caso, es del 35% (Martínez, A., 2006:182)

**Ilustración 1: Sistema convencional vs. Sistema de cogeneración alternativas para el abastecimiento energético**



## B. Diferentes tecnologías de cogeneración

El proceso secuencial de generación y consumo de calor útil y electricidad admite dos posibilidades, según que el primer eslabón de la cadena sea una u otra forma de energía:

1. En un *ciclo de cabecera*, que es con diferencia el tipo más frecuente de cogeneración, la energía eléctrica (mecánica) es generada en el primer escalón, a partir de la energía química de un combustible y la energía térmica resultante. El denominado calor residual, es suministrado a los procesos constituyendo el segundo escalón. Los ciclos de cabecera pueden ser aplicados a procesos que requieran temperaturas moderas o bajas (Martínez, A., 2006:183).

2. En un *ciclo de cola* la energía térmica residual de un proceso es utilizada para producir electricidad. Estos ciclos están normalmente asociados a procesos industriales en los que se presentan altas temperaturas, el problema que se plantea al usar los calores residuales de los ciclos de cola es que, en muchas ocasiones, los efluentes son corrosivos y se requieren intercambiadores de calor muy costosos (Martínez, A., 2006:184).

Sin embargo, la clasificación más común de los sistemas de cogeneración se hace de acuerdo con el sistema de generación utilizando (Martínez, A., 2006:184).

- Turbina de gas
- Turbina de vapor
- Motor de combustión interna

En la siguiente tabla se muestran los rangos típicos de funcionamiento de las turbinas de vapor, las turbinas de gas y motores (United Nations Environment Programme; 2006):

**Tabla 1: Rangos típicos de funcionamiento**

	Alcance nominal eléctrico	Generación eléctrica /calor generado ( kcal/kWh)	Porcentaje de eficiencia		
			Conversión eléctrica	Recuperación térmica	Total cogeneración
Motores pequeños	10-500kW	2650-6300	20-32	50	74-82
Motores grandes	500-3000kW	2400-3275	26-36	50	76-86
Motores diésel	10-3000kW	2770-3775	23-38	50	73-88
Turbinas pequeñas de gas	800-10000kW	2770-3575	24-31	50	74-81
Turbinas grandes de gas	10-20MW	2770-3275	26-31	50	78-81
Turbina de vapor	10-100MW	2520-5040	17-34	-	-

También es posible combinar las dos primeras tecnologías; el resultando es un ciclo combinado utilizado casi exclusivamente en centrales térmicas. Esta tecnología emplea los gases de escape procedentes de la turbina de gas, para alimentar el calentador de la turbina de vapor (Martínez, A., 2006:184).

La tecnología de cogeneración esta especialmente indicada para entidades con (Martínez, A., 2006:184):

- Grandes consumos eléctricos y térmicos
- Factor de utilización elevado (más de 5000 horas/año)
- Accesibilidad a combustibles incluyendo gas natural, biomasa o subproductos combustibles.
- Donde las necesidades de calor no superen un máximo de temperatura entre 300 y 600°C

### C. Componentes del sistema cogenerativo de un hotel

Para llevar a cabo el sistema cogenerativo de un hotel con frecuencia se utiliza turbinas o motores de gas. Estos sistemas usualmente se encuentran compuestos por los siguientes componentes (Hu, D., 1985: 330):

**1. Fuerza motriz:** Sea un motor de gas o una turbina de gas, ambas pueden desempeñarse satisfactoriamente como fuerza motriz. El dimensionamiento depende de los requerimientos térmicos y eléctricos del hotel, las actitudes de la suministradora de energía eléctrica y la filosofía de operación que tenga el dueño del hotel. Una turbina de gas puede ser de ciclo simple o de tipo geometría variable, todo depende de la eficiencia energética y requisitos de funcionamiento. La turbina de geometría variable tiene como variable significativamente una temperatura del gas de escape más bajas y un menor flujo de masa de la misma potencia de salida de la turbina de ciclo simple, por lo tanto el suministro de energía térmica es menor a la misma potencia.

**2. Generador:** Los tres tipos de generadores disponibles son los 1800 rpm de cuatro polos generador de 60 Hz, aerogeneradores de alta velocidad y turbinas de alta velocidad impulsadas por un generador. Debido a los dos últimos tipos de generadores requieren convertidores de estado sólido para reducir la frecuencia a 60Hz, inaceptable armónicos son producidos por los convertidores y éstos deben ser corregidos. El costo de la conversión y corrección armónica tiende a prohibir el uso de estos dos generadores de alta velocidad.

**3. Equipos de conexión:** Los equipos de conexión generalmente consisten en los siguientes componentes:

- Aparatos de conexión de módulo maestro
- Control maestro por microprocesador
- Unidad de control de refrigeración
- Unidad de procesos de datos
- Impresora terminal

El equipo de conexión está basado en un microprocesador y puede ser normalizado. Los controles del sistema de generación de electricidad, la calefacción y la refrigeración, que protege el motor del generador y la generación de los despachos de emergencia.

**4. Sistema de recuperación de calor:** El sistema de recuperación de calor comprende de uno o más de los siguientes subsistemas:

- Recuperación del calor de escape
- Chaqueta de recuperación de calor
- Balance térmico del radiador

La cogeneración por medio de una turbina de gas normalmente utiliza un recuperador o también se puede hacer uso del calor de los gases de escape de una caldera.

**5. Caja y base:** La caja y la base para llevar a cabo la cogeneración están diseñadas para maximizar la relación costo y eficacia global del sistema, manteniendo al mismo tiempo el máximo sistema de atenuación de sonido, capacidad de servicio y la fiabilidad del sistema. La caja está alineada con el material de sonido atenuante e incorpora paneles de acceso y tiene las aberturas para dar cabida a los conductos de entrada de aire de turbinas. La base se compone de un ensamblaje de acero soldado, que proporciona superficies de montaje de la turbina, el generador, y accesorios. Incluye un generador de sub-base con tornillos de toma ajustable para facilitar la adaptación del generador a la caja de cambios a través de un acoplamiento de eje flexible.

**6. Otros sistemas auxiliares:** Estos sistemas incluyen el sistema de almacenamiento del bunker y detección de incendios y sistema de extinción contra incendios. Debido a que el gas natural es suministrado desde una base interrumpible, se requiere un almacenamiento extra para el combustible. El tanque de bunker puede suministrar el bunker necesario para la cogeneración para un período o unos minutos o para los próximos seis meses, dependiendo de la necesidad del operador y el equipo que lo regula. La turbina es equipada

con doble capacidad de combustible y puede ser automáticamente cambiada para alternar el tanque del combustible que lo suministra.

Los sistemas de detección de fuego o de extinción de fuego son usualmente olvidados en al diseñar una cogeneración, pero esto puede llegar a ser prerrequisitos para la instalación de un sistema cogenerativo en algunas localidad o en áreas donde el código de cumplimiento de incendios y reglamentos es obligatoria. El sistema opera automáticamente cuando los sensores ultravioleta detectan el fuego.

## **D. Beneficios de la cogeneración**

Cuando la cogeneración se ha diseñado de acuerdo a las necesidades del proceso, los siguientes beneficios se pueden obtener son los siguientes (United Nations Environment Programme; 2006):

- Aumento de la conversión de eficiencia energética y uso. Disminución de emisiones al medio ambiente, en particular de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>).
- En algunos casos, la biomasa utilizada como combustible y algunos materiales de desecho, tales como gases de una refinería o residuos agrícolas (ya sea anaeróticamente digeridos o gasificadas), se utilizan. Estas sustancias que sirven como combustibles para los sistemas de cogeneración, aumenta la relación coste-eficacia y reduce la necesidad de eliminación de residuos.
- Grandes ahorros de costos, proporcionando más competitividad industrial y comercial, ofreciéndole a los usuarios o consumidores precios accesibles.
- Una opción para descentralizar la generación de electricidad, reflejándose esto en los costos de la factura y posible reducción de cortes en el suministro.

## **E. Intercambiador de calor**

Un equipo de intercambio de calor es un aparato que transfiere energía térmica desde un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura, sin que estos tengan que mezclarse. En un intercambiador, la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total U, que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia (Rodríguez, 2008: p. 2).

**1. Clasificación y terminología de intercambiadores de calor:** Los intercambiadores de calor se pueden clasificar de muchas formas. Una forma consiste en basar la clasificación en las direcciones relativas del flujo de los fluidos frío y caliente, dando lugar a términos como flujo en paralelo, cuando ambos fluidos paralelo, cuando ambos fluidos se mueven en la misma dirección, flujo en contracorriente o encontrado, cuando los fluidos se mueven en paralelo pero en sentido opuesto y fluido cruzado cuando las direcciones del flujo son mutuamente perpendiculares (Rodríguez, 2008: 2).

El intercambiador de calor más sencillo se compone de un tubo dentro de otro tubo. Este montaje de corrientes paralelas funciona, tanto en contracorriente como en corriente paralela, circulando el fluido caliente o el frío a través del espacio anular, mientras que el otro fluido circula por la tubería interior. El arreglo de flujo en contracorriente es, termodinámicamente uno de los más eficientes (Rodríguez, 2008: 2).

Uno de los parámetros importantes que controlan la transferencia de calor neta del fluido caliente al fluido frío es el área de superficie que separa los dos fluidos, a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor. Incrementar el área significa necesariamente incrementar la longitud de trayectoria total recorrida por los fluidos en el equipo de intercambio de calor (Rodríguez, 2008: 3).

Si se utilizan varios tubos concéntricos en paralelo, el peso del material de los tubos que se necesita se haría tan grande, que es mucho más económico el construirlos formando un conjunto de carcasa y tubos, de forma que se utiliza una carcasa común para muchos tubos. El fluido que pasa en los tubos se llama fluido del tubo, mientras que al fluido que pasa fuera de los tubos se llama fluido de carcasa (Rodríguez, 2008: 3).

**2. Intercambiador tipo serpentín** Se denomina serpentín a un tubo de forma frecuentemente espiral o helicoidal, utilizando comúnmente para enfriar vapores, que viajan dentro del tubo para poder condensarlos y así transmitir el calor latente debido al cambio de fase, al fluido en el exterior del tubo (Rodríguez, 2008: 5).

La geometría del serpentín radica en que se obtiene mejor transferencia de calor al configurarlo de esta forma, esto es necesario ya que a diferencia de los intercambiadores de casco y tubos, los serpentines generalmente se utilizan para calentar fluidos en reposo, es decir que no se tiene un flujo constante del fluido a calentarse (Rodríguez, 2008: 5).

**3. El coeficiente de transferencia de calor total** Comúnmente un intercambiador de calor se relaciona con dos fluidos que pasan separados por una pared sólida. En primer

lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección (Rodríguez, 2008: 6).

La red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor contiene dos resistencias a la convección y conducción (Rodríguez, 2008: 6).

$$R_{total} = R_i + R_{pared} + R_0 \quad \text{Ecuación 1}$$

En donde:

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_0 / D_i)}{2\pi k L} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$R_0 = \frac{1}{h_0 A_0} \quad \text{Ecuación 4}$$

Por lo tanto  $R_{total}$  es,

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_0 / D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_0 A_0} \quad \text{Ecuación 5}$$

En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentra en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el frío en una sola resistencia y expresar la velocidad de la transferencia de calor ente los dos fluidos como (Rodríguez, 2008: 6):

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad \text{Ecuación 6}$$

En donde U es el coeficiente de transferencia de calor total

Cancelando  $\Delta T$ , la ecuación se convierte en:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R \quad \text{Ecuación 7}$$

Entonces,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \text{Ecuación 8}$$

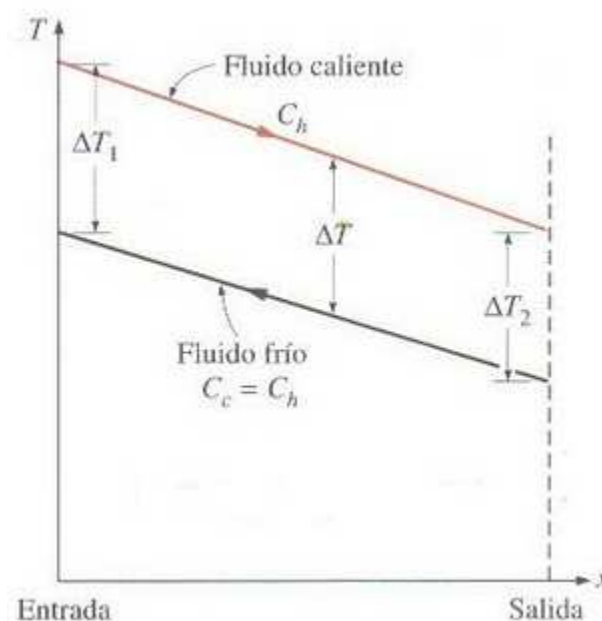
Cuando la pared del tubo es pequeña y la conductividad del material del mismo es alta, la resistencia térmica de dicho tubo es despreciable ( $R_{pared} = 0$ ) y las superficies interior y exterior del mismo son casi idénticas ( $A_i \approx A_o \approx A$ ). Entonces la ecuación para el coeficiente de transferencia de calor total se simplifica para quedar (Rodríguez, 2008: 6):

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad \text{Ecuación 9}$$

**4. Diferencia media logarítmica de temperaturas:** La diferencia de temperaturas entre los dos fluidos caliente y frío varía a lo largo de un intercambiador de calor y resulta conveniente tener una diferencia media de temperatura para usarse la relación (Rodríguez, 2008: 7):

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T \quad \text{Ecuación 10}$$

**Ilustración 2: Distribución de temperaturas en relación al flujo para un intercambiador de tubo**



Considerando un intercambiador de tubos de un solo paso, se puede notar en la ilustración 1, que la diferencia de temperaturas  $\Delta T$  entre los fluidos es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida. A través del intercambiador, la temperatura del fluido caliente decrece, mientras que la del frío aumenta, pero la temperatura del fluido frío nunca puede sobrepasar la del caliente, sin importar la longitud del intercambiador (Rodríguez, 2008: 7).

Con el balance de energía en cada fluido y velocidad de transferencia de calor es una sección diferencial del intercambiador de calor, se puede realizar una integración desde la entrada del intercambiador hasta su salida, con lo cual se obtiene (Rodríguez, 2008: 7),

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{Ecuación 11}$$

Ésta es la diferencia de temperatura media logarítmica, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe realizar al analizar un intercambiador de calor.  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  representa -la diferencia de temperaturas entre los fluidos de entrada y salida del intercambiador (Rodríguez, 2008: 7).

Para intercambiadores de flujo paralelo:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent} \quad \text{Ecuación 12}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal} \quad \text{Ecuación 13}$$

Para intercambiadores a contra flujo:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad \text{Ecuación 14}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde  $T_h$  designa el fluido caliente y  $T_c$  el fluido frío

### **III. Justificación**

El hotel analizado consume 750 galones diarios (2839.06 litros diarios) de diesel para echar a andar sus dos calderas de 40 hp, con el propósito de generar vapor y calentar agua, la cual es utilizada por lavandería. Por otro lado compran energía eléctrica a una empresa suministradora. Por medio del análisis de la simulación de una cogeneración con un generador de motor diesel y simulación de un economizador haciendo uso de los gases de chimenea, teniendo como finalidad precalentar el agua que entra a las calderas; se determinó que es más factible la simulación de la cogeneración, que el del economizador, alternándola con el suministro de energía eléctrica a las horas que el hotel tiene la menor demanda de energía eléctrica. Por lo tanto el hotel es capaz de generar su propia energía eléctrica y térmica, teniendo un gran impacto en el consumo de diesel, ya que éste disminuye; así mismo las emisiones de dióxido de carbono también disminuyen, teniendo un impacto positivo hacia el ambiente y ahorros económicos hacia el hotel. Al tener este tipo de ahorros, el hotel proporcionará competitividad hotelera, teniendo precios más accesibles para los usuarios y consumidores; finalmente ésta puede ser una opción para descentralizar la generación de electricidad.

## **IV. Objetivos**

### **A. Generales**

1. Aumentar el rendimiento de la conservación de energía de un hotel, por medio de la utilización al máximo de los recursos.
2. Disminuir las emisiones de CO<sub>2</sub> producidas por el hotel.

### **B. Específicos**

1. Comparación de las condiciones de operación del hotel, economizador y cogeneración.
2. Realizar el balance de masa y energía del hotel.
3. Determinar la demanda promedio, mínima, pico de la energía eléctrica del hotel durante las horas de operación.
4. Calcular el análisis termodinámico del hotel.
5. Diseñar un proceso regenerativo para el precalentamiento de agua de la caldera.
6. Realizar el balance de masa y energía del economizador.
7. Determinar la demanda promedio, mínima, pico de la energía eléctrica del la regeneración del hotel durante las horas de operación.
8. Calcular el análisis termodinámico del economizador.
9. Diseñar un proceso cogenerativo por medio de un generador de motor diesel.
10. Realizar el balance de masa y energía de la cogeneración.
11. Calcular el análisis termodinámico de la simulación de una cogeneración por medio de un generador de motor diesel.
12. Determinar la demanda promedio, mínima, pico de la energía eléctrica durante las horas de operación de la simulación de la cogeneración por medio de un generador de motor diesel.
13. Estimar consumo de diesel del hotel, economizador y cogeneración.
14. Medir las emisiones de CO<sub>2</sub> producidas por el hotel.
15. Estimar las emisiones de CO<sub>2</sub> de la cogeneración por medio un generador de motor diesel.
16. Estimar las emisiones de CO<sub>2</sub> de la regeneración

## **V. Problema resuelto**

Por medio de la simulación de una cogeneración con un generador de motor diesel en un hotel, se demostró que es más viable tener este tipo de instalaciones, ya que el hotel es capaz de generar su propia energía eléctrica y térmica, utilizando al máximo los recursos y aumentando el rendimiento de sus actuales procesos. Los gases de escape producidos por el motor seleccionado se utilizaron para calentar el agua que consume el hotel, por medio de un intercambiador de serpentín. Por otro lado este tipo de instalaciones tienen como ventaja las bajas emisiones de dióxido de carbono hacia el ambiente, así como un bajo consumo de diesel, comparado con las condiciones que actualmente labora el hotel.

## VI. Metodología

Tabla 2: Metodología empleada

Fase	Detalle
1 Tomar muestras del hotel	Se visitó el hotel el 07 de octubre de 2009 y se tomaron datos del equipo con el que laboran, así como a las condiciones que laboran la caldera, el intercambiador de calor y el tanque de condensados.
2 Balance de masa y energía del hotel	Con los datos tomados se realizó el balance de masa y energía del hotel.
3 Simulación de economizador y cogeneración	Para el diseño de la simulación del economizador del hotel, se diseñó un intercambiador de calor tipo serpentín, teniendo como finalidad aumentar 20 grados el agua que ingresa a la caldera por medio de los gases de chimenea. Para la simulación de la cogeneración se seleccionó un motor y generador, el cual cumple con las demandas energéticas del hotel. Se diseñó un intercambiador tipo serpentín, teniendo como funcionalidad calentar el agua de temperatura ambiente a 95°C por medio de los gases de combustión del motor.
4 Análisis termodinámico del hotel	Se determinó la entropía, trabajo generado, perdido e ideal, con las condiciones que actualmente labora el hotel., economizador y cogeneración.
5 Consumo diesel	Se calculó el consumo de diesel del hotel, de la economizador y cogeneración, para determinar, cuál de las tres condiciones es más rentable para el hotel.
6 Emisiones de CO <sub>2</sub>	Se calculó las emisiones de dióxido de carbono del hotel, de la economizador y cogeneración, para determinar, cuál de las tres condiciones es más rentable para el hotel.

## VII. Cronograma

Tabla 3: Cronograma de actividades

Cronograma	OCTUBRE				NOVIEMBRE				DICIEMBRE			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Recolección de datos	■											
Balance de masa y energía del hotel		■	■									
Diseño intercambiador				■	■	■						
Selección de motor						■	■					
Consumo de diesel, emisiones de CO2 y análisis de datos.							■	■				
Balance de masa y energía del economizador y cogeneración							■	■	■			
Análisis termodinámico de hotel, economizador y cogeneración							■	■	■	■		

## VIII. Resultados

Tabla 4: Costo estimado de energía eléctrica y térmica mensual

	<b>Energía eléctrica (Q)</b>	<b>Diesel (Q)</b>	<b>Costo<sup>total</sup> (Q)</b>	<b>Dinero ahorrado (%)</b>
<b>Hotel</b>	206258.832	52138.8090	258397.6410	----
<b>Economizador</b>	206258.832	50362.0961	256620.9281	0.6875
<b>Cogeneración</b>	51564.708	127635.8044	179200.5124	30.6493

Diagrama 1: Balance de masa del hotel

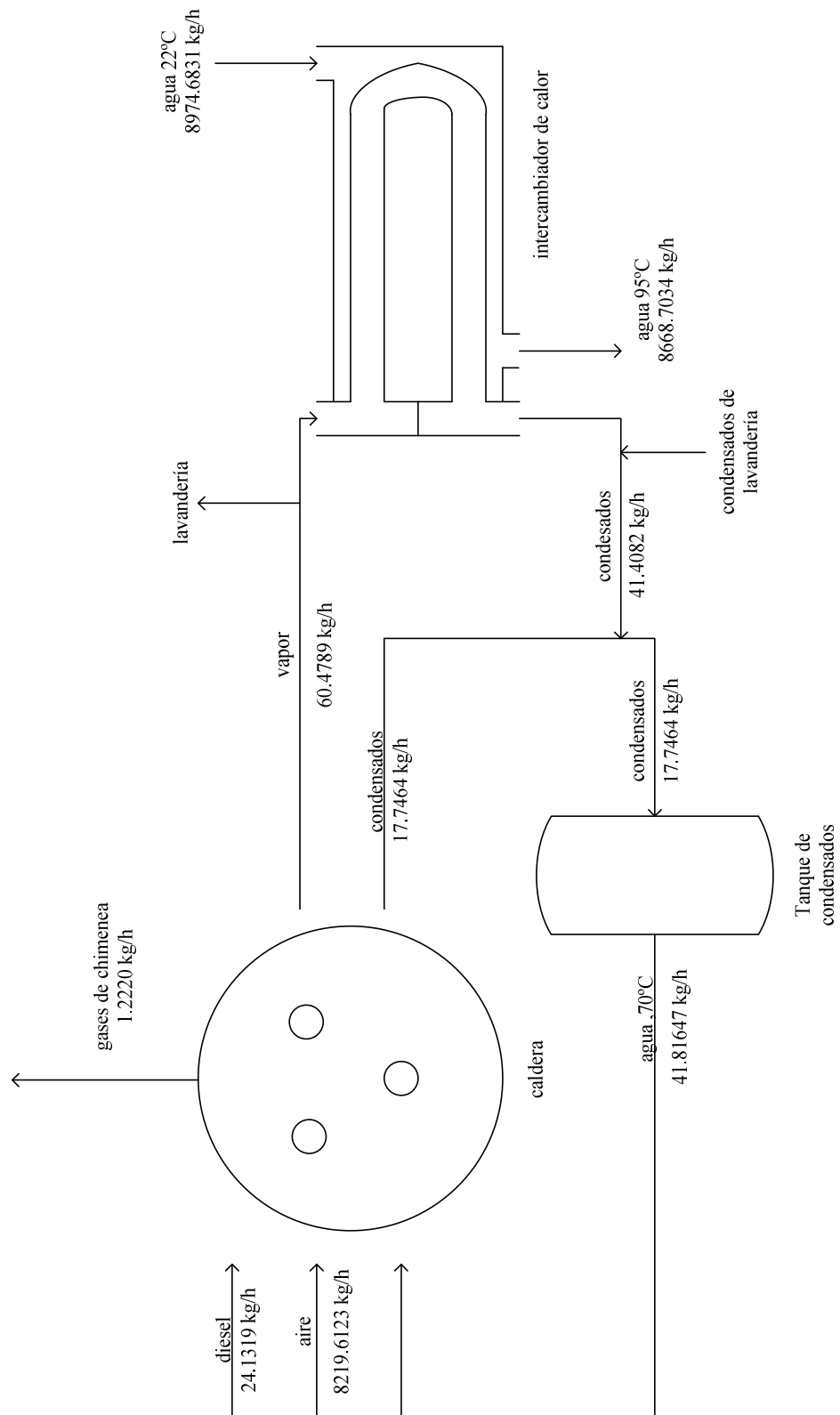
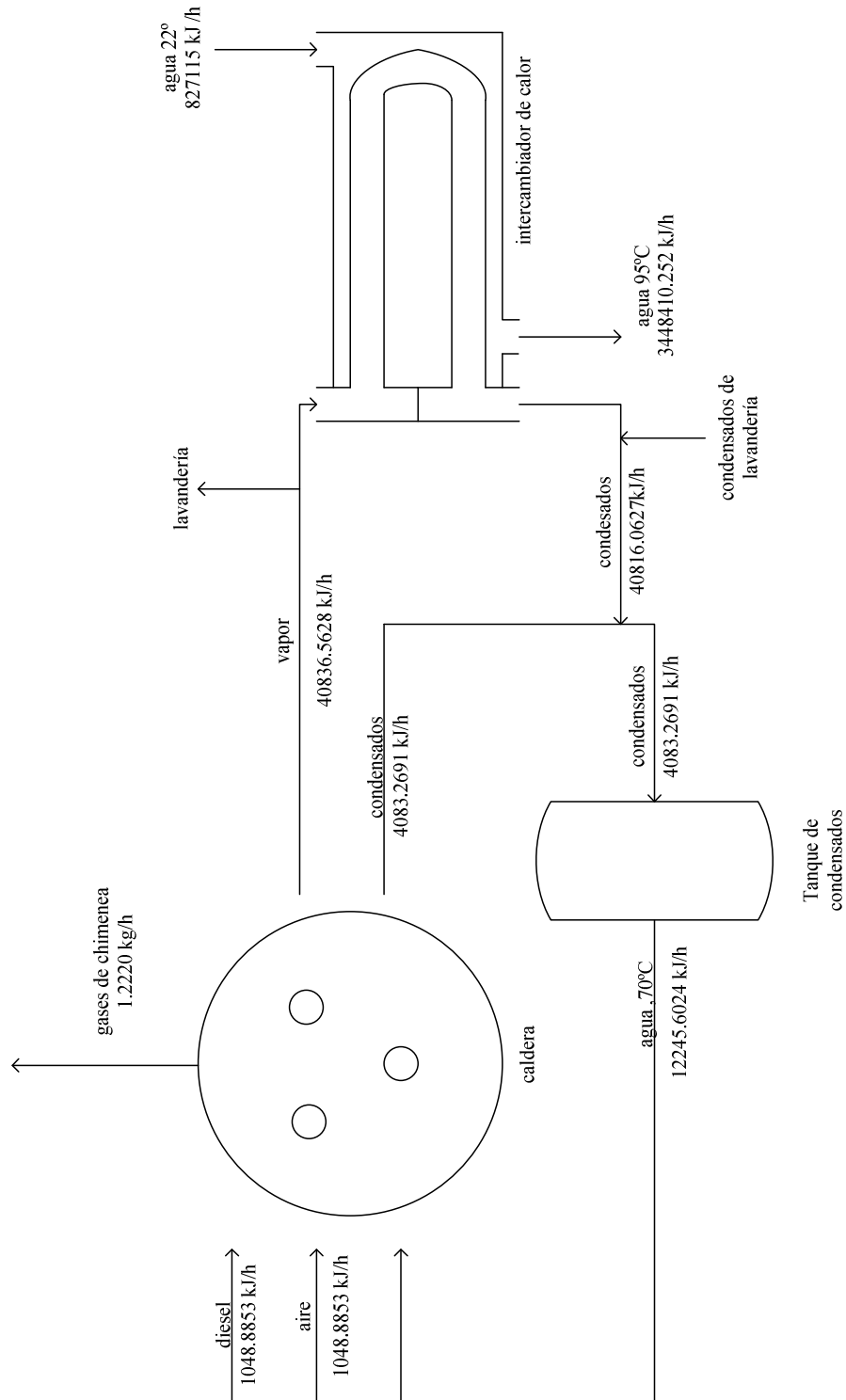


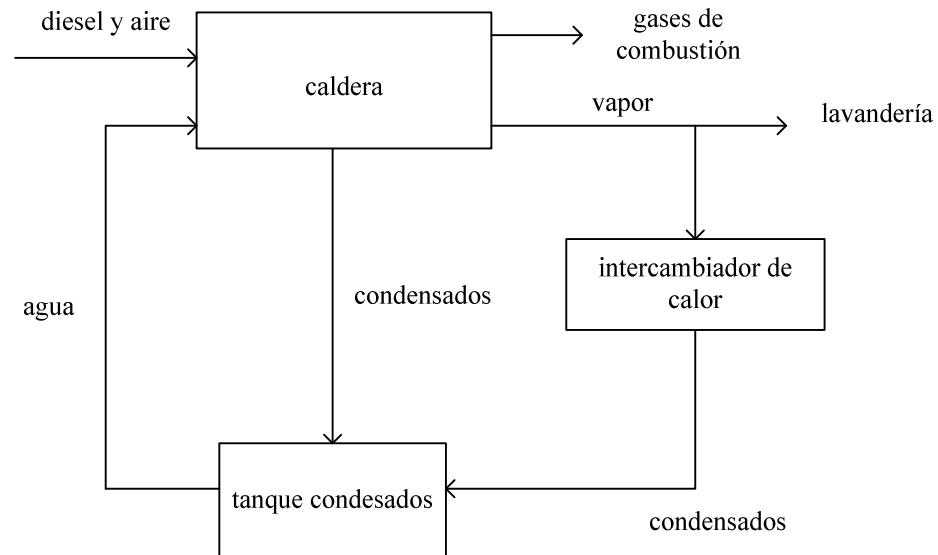
Diagrama 2: Balance de energía del hotel



**Tabla 5: Demanda de energía eléctrica del hotel**

<b>Demanda promedio (KWh)</b>	<b>Demanda mínima (KWh)</b>	<b>Demanda pico (KWh)</b>
250	100	300

**Diagrama 3: Análisis termodinámico del hotel**



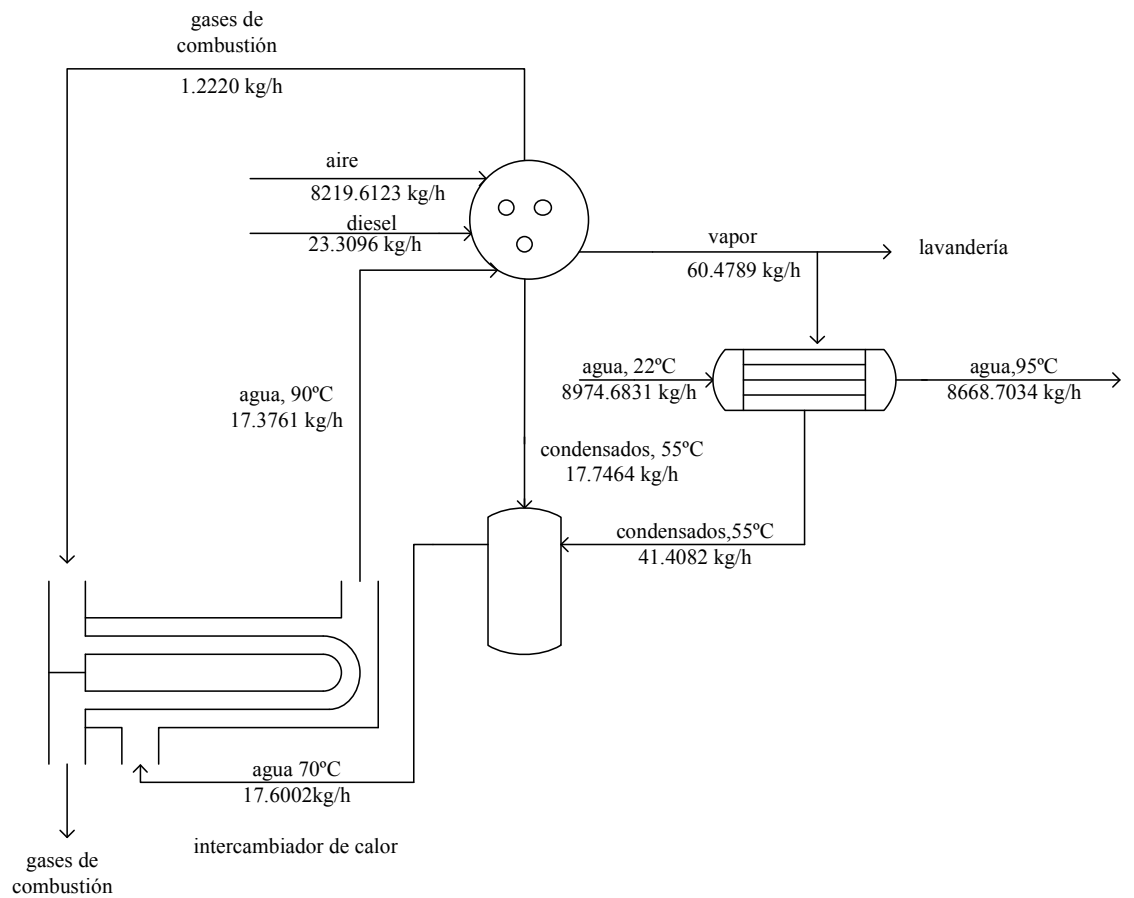
**Tabla 6: Generación de entropía del hotel**

	<b>kW/K</b>	<b>Porcentaje <math>\sum \dot{S}_G</math></b>
$\dot{S}_G$ (caldera)	0.0977	89.6403
$\dot{S}_G$ (intercambiador de calor)	0.0094	8.6678
$\dot{S}_G$ (tanque de condensados)	0.0018	1.6919
$\sum \dot{S}_G$	0.1090	100.0000

Tabla 7: Generación de trabajo del hotel

	Kw	Porcentaje de $W_{ideal}$
$W_s$	38.1404	54.0009
$W_{perdido\_caldera}$	29.1230	41.2337
$W_{perdido\_int\ ercambiador}$	2.8161	3.9871
$W_{perdido\_tan\ que\_condesados}$	0.5497	0.7783
$W_{ideal}$	70.6291	100.0000

Diagrama 4: Diseño y análisis del economizador



**Tabla 8: Características del intercambiador de calor diseñado para el economizador**

Tipo	Diámetro tubería	Material	Longitud total	Pasos
serpentin	3/8'	cobre	1.0467 m	1

**Ilustración 3: Especificaciones de intercambiador para el economizador**

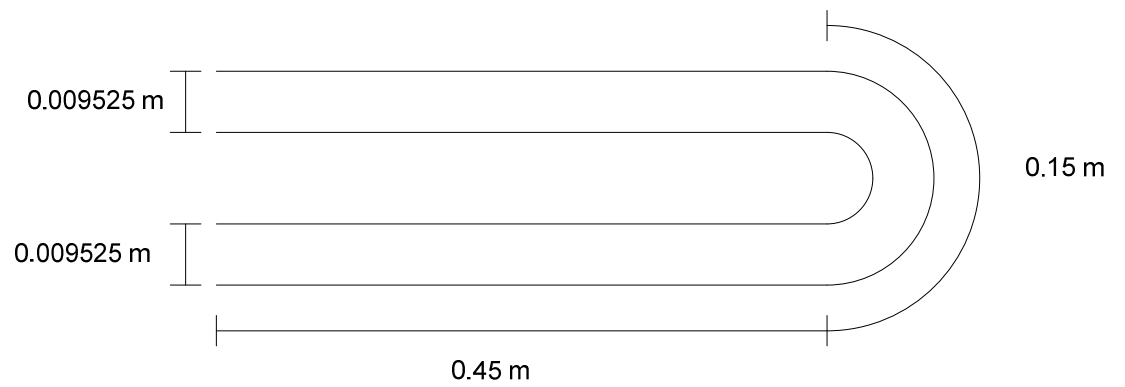


Diagrama 5: Balance de masa del economizador

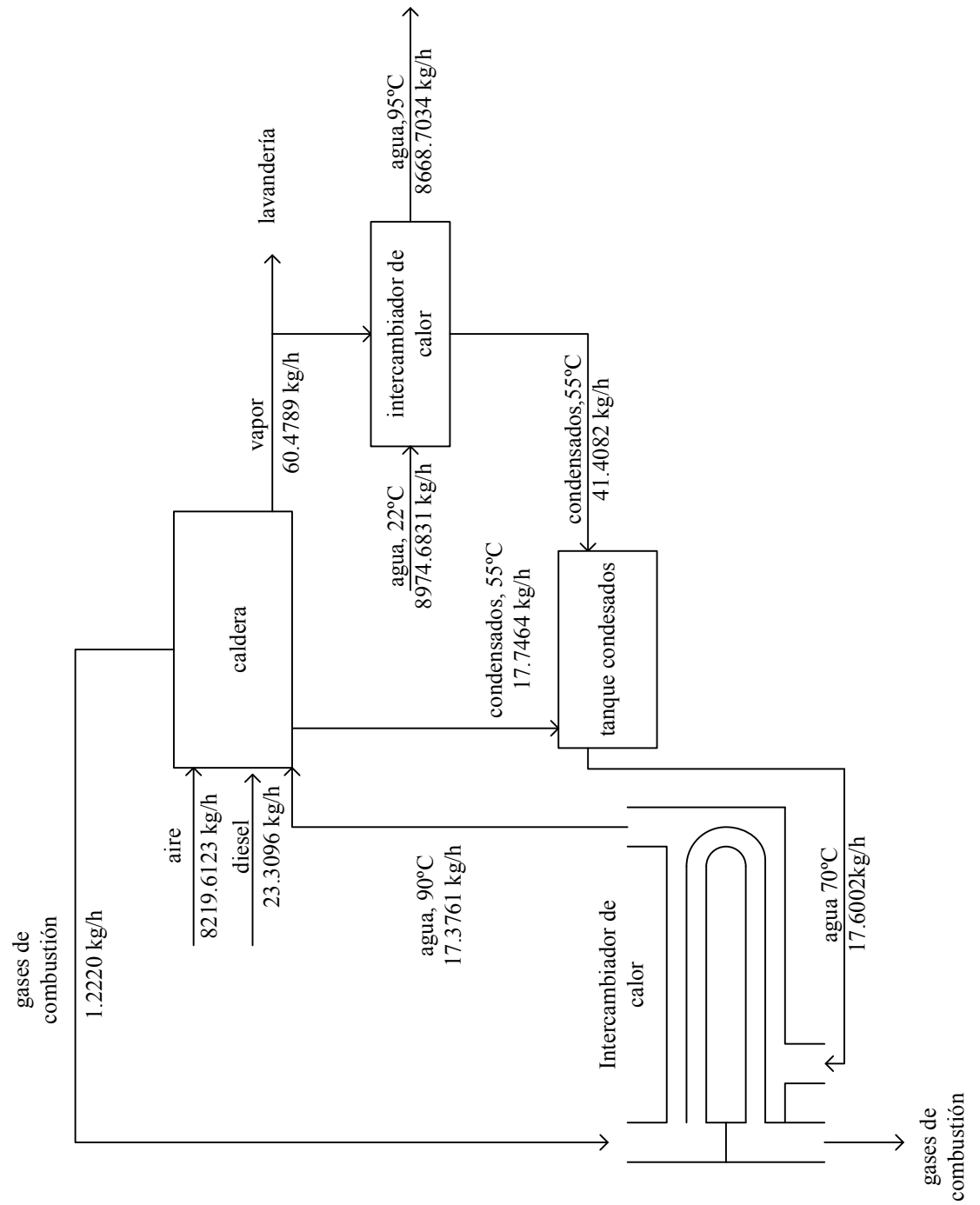
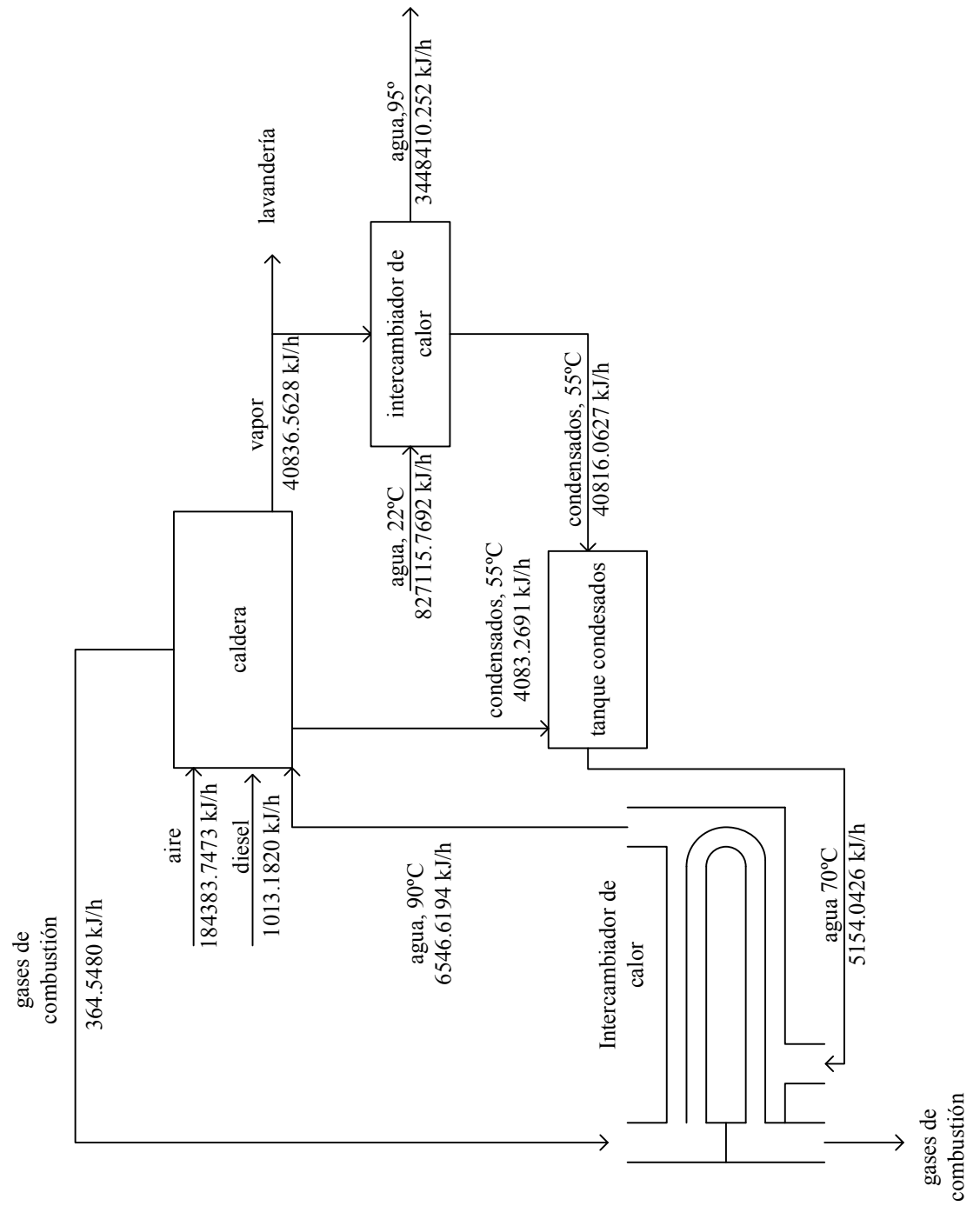


Diagrama 6: Balance de energía del economizador

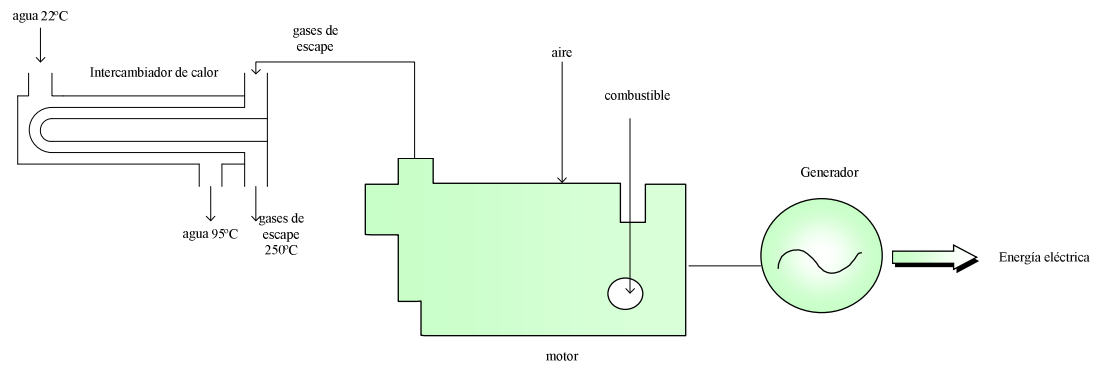


**Tabla 9: Generación de entropía del economizador del hotel**

	<b>kW/K</b>	<b>Porcentaje <math>\sum \dot{S}_G</math></b>
$\dot{S}_G$ (caldera)	0.0917	88.8403
$\dot{S}_G$ (intercambiador de calor)	0.0094	9.1489
$\dot{S}_G$ ( Tanque condensados)	0.0009	0.8856
$\dot{S}_G$ (intercambiador de calor propuesto)	0.0012	1.1252
$\sum \dot{S}_G$	0.1032	100.0000

**Tabla 10: Generación de trabajo del economizador del hotel**

	<b>Kw</b>	<b>Porcentaje de <math>\dot{W}_{ideal}</math></b>
$\dot{W}_s$	37.4422	55.1625
$\dot{W}_{perdido\_caldera}$	27.3453	40.2870
$\dot{W}_{perdido\_int\ ercambiador}$	2.8161	4.1488
$\dot{W}_{perdido\_tan\ que\_condensados}$	0.2726	0.4016
$\dot{W}_{perdido\_int\ ercambiado\_propuesto}$	0.3463	0.5102
$\dot{W}_{ideal}$	68.2224	100.0000

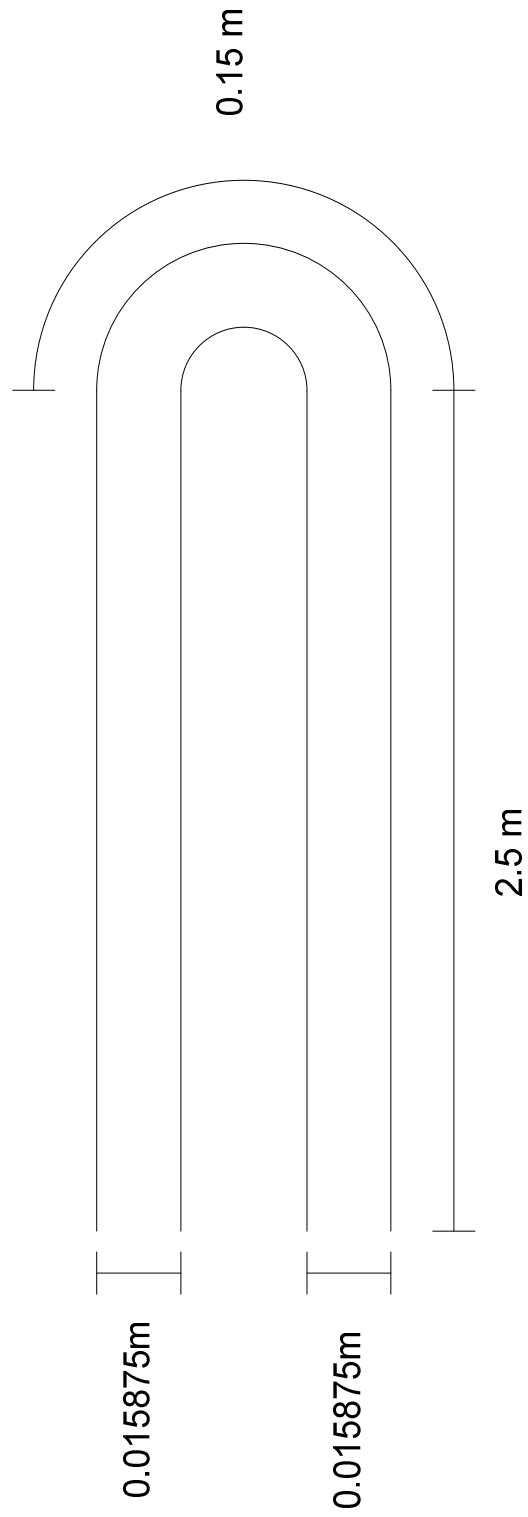
**Diagrama 7: Diseño de cogeneración****Tabla 11: Motor y generador seleccionado para la cogeneración**

<b>Motor</b>			<b>Generador</b>
1800 rpm	60 hz	480 Volts	500 kVa

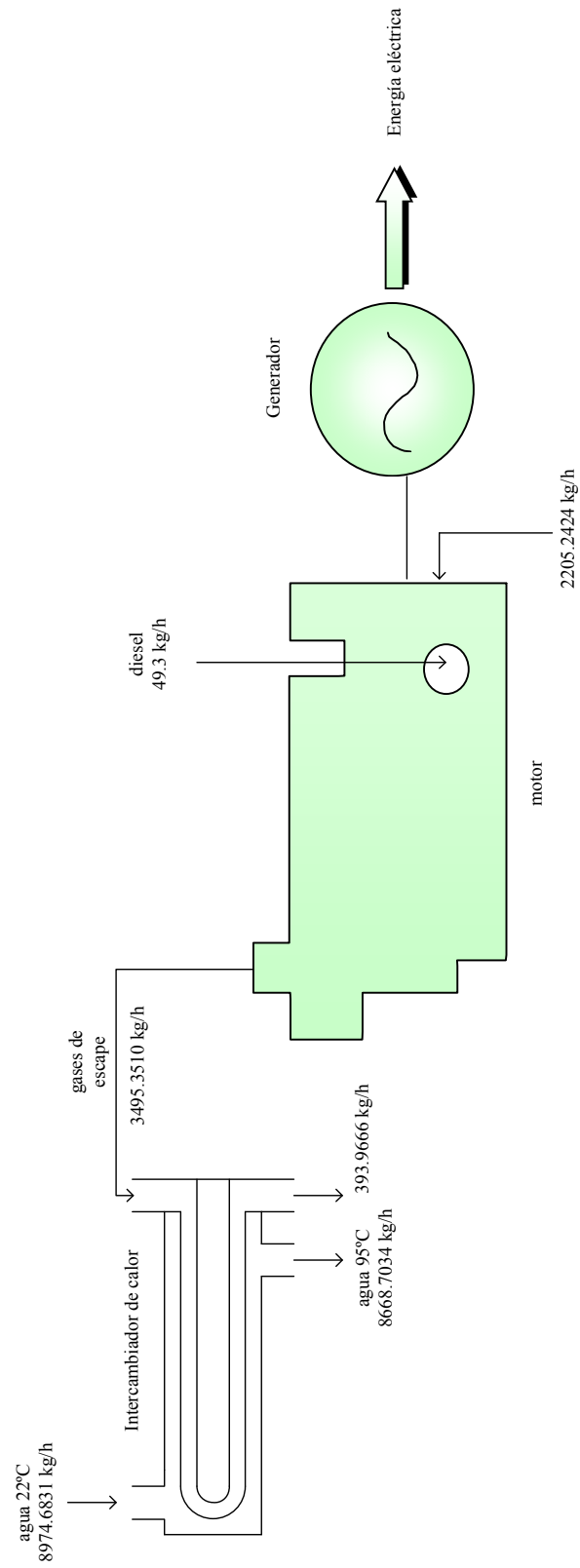
**Tabla 12: Características del intercambiador de calor diseñado para cogeneración**

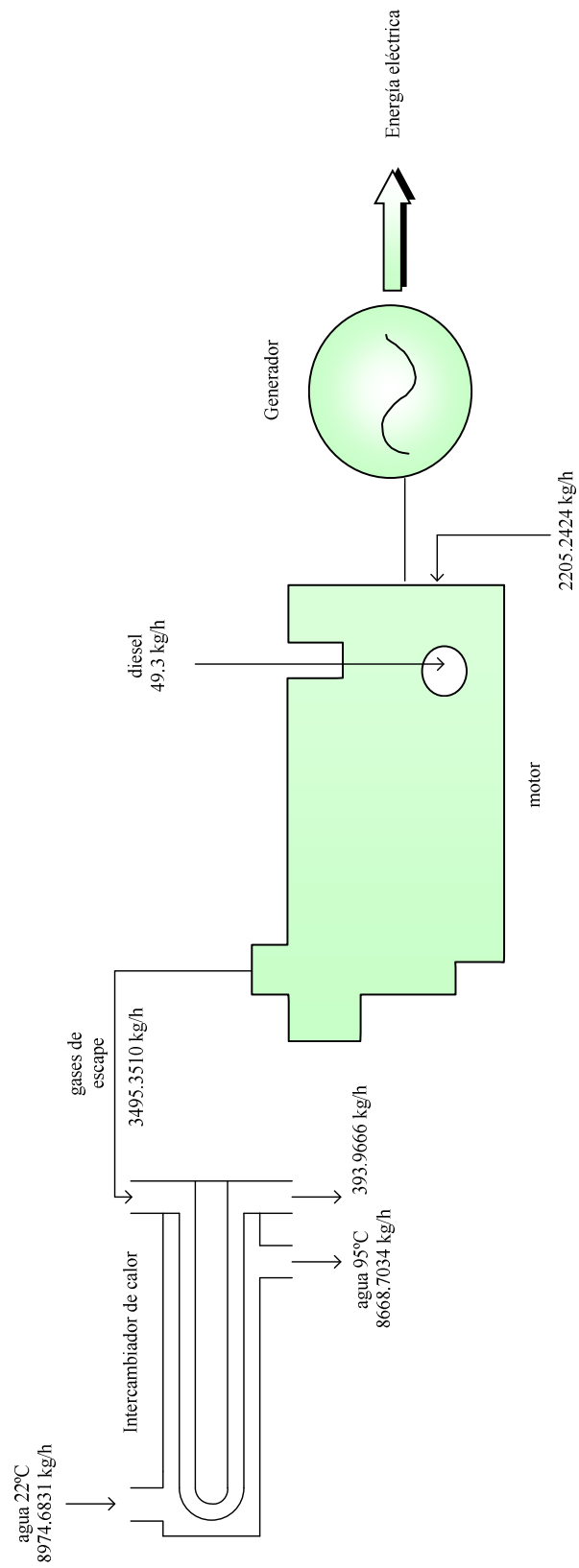
<b>Tipo</b>	<b>Diámetro tubería</b>	<b>Material</b>	<b>Longitud total</b>	<b>Pasos</b>
serpentín	5/8"	cobre	39.8819 m	8

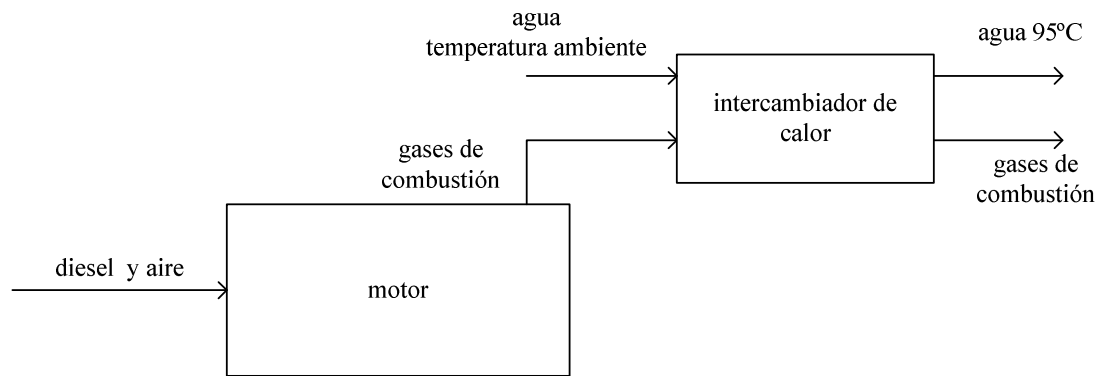
**Ilustración 4: Especificaciones de un paso para el intercambiador para cogeneración**



**Diagrama 8: Balance de masa de la cogeneración**



**Diagrama 9: Balance de energía de la cogeneración**

**Diagrama 10: Análisis termodinámico cogeneración****Tabla 13: Generación de entropía de la cogeneración del hotel**

	kW/K	Porcentaje $\sum \dot{S}_G$
$\dot{S}_G$ (motor)	0.2772	87.1509
$\dot{S}_G$ (intercambiador de calor)	0.0409	12.8491
$\sum \dot{S}_G$	0.3181	100.0000

**Tabla 14: Generación de trabajo de la cogeneración del hotel**

	Kw	Porcentaje de $W_{ideal}$
$\dot{W}_s$	94.5317	49.9218
$W_{caldera}$	82.6434	43.6436
$W_{intercambiador}$	12.1845	6.4346
$W_{ideal}$	189.3597	100.0000

**Tabla 15: Consumo de diesel diarios**

	<b>Horas de operación</b>	<b>Consumo (gal/d)</b>	<b>Consumo (l/d)</b>	<b>Costo (Q)</b>
<b>Hotel</b>	10	75.0000	283.9050	1729.7685
<b>Economizador</b>	10	72.4443	274.2305	1670.8239
<b>Cogeneración</b>	12	183.6000	696.0000	4234.4733

**Tabla 16: Emisiones de Dióxido de Carbono diarios**

<b>Hotel (l_CO<sub>2</sub>)</b>	<b>Economizador (l_CO<sub>2</sub>)</b>	<b>Cogeneración (l_CO<sub>2</sub>)</b>
373708.7546	360974.0344	3548.050
<b>Reducción de emisiones (%)</b>	3.4072	99.0505

**Tabla 17: Consumo de electricidad mensual**

	<b>Consumo de electricidad</b>	
<b>Hotel</b>	130000	kWh
<b>Economizador</b>	130000	kWh
<b>Cogeneración</b>	32500	kWh

## IX. Discusión de resultados

Este trabajo tiene como objetivo principal, aumentar el rendimiento de la conservación de energía de un hotel, por medio de la utilización al máximo de los recursos y disminuir las emisiones de CO<sub>2</sub> producidas por el hotel. Para llevar a cabo dicho objetivo se evaluaron las condiciones a las que opera el hotel, la simulación de un economizador, por medio de los gases de chimenea; y la simulación de una cogeneración, por medio de un generador de motor diesel.

Se determinó la demanda de energía eléctrica promedio mensual del hotel, siendo ésta 130, 000 kWh. La demanda promedio del hotel es de 250 kWh, de seis de la mañana a doce del medio día, la demanda pico es de 300 kWh de seis de la tarde a la media y la demanda mínima es de 100 kWh en las horas restantes del día, las cuales tienen una sumatoria de doce horas. Representando la demanda promedio un 35 % del consumo promedio mensual, la demanda pico un 40% y la demanda mínima un 25%.

Para las condiciones, a las cuales opera el hotel se calculó la generación de entropía para los equipos involucrados en el sistema, siendo estos una caldera, marca Franklin de 40 hp y un intercambiador de calor el cual tiene una capacidad de 6500 galones y un tanque de condensados, el cual tiene una capacidad de 60 galones. Se depreciaron las bombas involucradas en el sistema, ya que la diferencia de temperaturas de entrada y salida de la bomba es mínima, por otro lado los valores utilizados para realizar todos los cálculos de este trabajo son promedio, compensando de esta manera los valores promedio involucrados en el sistema a las mínimas diferencias de temperatura involucrados en las bombas. El equipo que mayor generación de entropía produce en el sistema es la caldera, siendo esta de 0.0977 kW/K, luego le prosigue el intercambiador de calor con 0.0094 kW/K y finalmente el tanque de condensados con 0.0018 kW/K. Estos resultados de la generación de entropía influyen a los valores de trabajo perdido de los equipos ya mencionados, teniendo la caldera un porcentaje de pérdida de 41.2337 %, el intercambiador de calor de 3.9871% y el tanque de condensados de 0.7783%; teniendo el trabajo producido un porcentaje de 54.0009%.

Una fuente de pérdida de calor de la caldera son las tuberías, válvulas, acoples, entre otros, debido al mas estado en que se encuentra el aislamiento. En el caso del intercambiador de calor, se debe a la transferencia térmica hacia el agua que se calienta, en el hotel. Por otro lado se hizo uso de un analizador de combustión, Bacharach Fyrite II, para verificar las eficiencia del hotel, el equipo mostró que la temperatura de gases de chimenea se encontraban alrededor de los 120°C y que la eficiencia de combustión es de 79.3%. La baja eficacia de la combustión y la temperatura de los gases se debe a que la chimenea, donde se tomaron los datos, se encuentra alejada siete metros de donde se encuentran ubicadas las calderas, siendo esta distancia una fuente de pérdida de calor de los gases de chimenea, así mismo que a lo largo de la tubería se encuentran varios accesorios,

produciendo estas caídas de presión y por lo tanto disminuyendo la eficiencia de la caldera. Por medio del método de eficiencia indirecta se determinó que la eficiencia de la caldera es de 83% y que la temperatura de los gases de chimenea es de 160°C, lo que indica que en la chimenea hay una pérdida de energía térmica.

Para aprovechar la energía térmica que se desperdicia en la chimenea de la caldera, se realizó la simulación de un economizador del hotel, con el fin de evaluar lo más eficiente que puede llegar a ser el hotel con los recursos que tienen. La regeneración se llevó a cabo diseñando un intercambiador de calor tipo serpentín, teniendo éste como características un diámetro de 3/8', de un paso y de una longitud total de 1.0467m, cabe mencionar que la longitud del intercambiador de calor se encuentra sobredimensionada un 25 %, ya sea que crezca el volumen de agua a calentar o debido a incrustaciones que se puedan llegar a formar en el transcurso de su uso. El material seleccionado es el cobre, debido a la alta conductividad que lo caracteriza. La finalidad del intercambiador de calor, es precalentar el agua que ingresa a la caldera, de 70°C a 90°C. El economizador no se propuso para el precalentamiento de agua que ingresa en el intercambiador de calor, debido a que el calentamiento de agua sólo se realiza unas determinadas horas al día, mientras que la lavandería del hotel demanda diez horas al día vapor, por lo tanto es mejor hacer uso de los gases chimenea para el precalentamiento de agua de la caldera.

Se llevó a cabo un análisis termodinámico del economizador propuesto y se determinó nuevamente que la principal fuente de ineficiencia es la caldera, siendo la entropía de ésta, 0.0917 KW/K, la del intercambiador de calor 0.0094 KW/K, la del tanque de condensados 0.0009 KW/K y la del intercambiador propuesto 0.0012 KW/K. Por lo tanto el trabajo perdido de la caldera, con respecto al sistema es de 40.2870%, el del intercambiador de calor de 4.1488%, el tanque de condensados de 0.4016% y el del intercambiador propuesto 0.5102%. Teniendo el trabajo producido un porcentaje de 55.1625 %. Al comparar en análisis termodinámico del hotel y del economizador es notorio que el trabajo producido tiene un mayor porcentaje, así como la disminución de pérdida de trabajo en la mayoría de los equipos. Esto se debe a que el sistema realiza menos esfuerzo en generar lo mismo que el hotel demanda, por medio de los gases de chimenea.

Por otro lado se realizó la simulación de una cogeneración para satisfacer las necesidades del hotel, seleccionando un motor y generador. Así mismo se diseñó un intercambiador de calor, el cual es tipo serpentín de 5/8 de diámetro, ocho pasos, de cobre, con una longitud total de 39.8819 m; nuevamente cabe mencionar que la longitud total del intercambiador se encuentra sobredimensionado un 25%.

Se determinó que para cogeneración, el equipo que más entropía genera es el motor, teniendo el valor de 0.2772 kW/K y el del intercambiador de calor de 0.0409 kW/K, produciendo el motor un 43.6436% de trabajo perdido con respecto al sistema y el intercambiador de calor un 6.4346%. Teniendo el trabajo producido un 49.9218%. Se analizó el consumo de diesel si la cogeneración

trabajaría las 24 horas diarias, pero es más factible económicamente si la cogeneración se alterna con la energía eléctrica, a las horas que la demanda es mínima.

El consumo de diesel actual en el hotel es de 75 galones diarios (283.9050 litros), al operar diez horas diarias el costo diario del consumo de diesel es de 1737.9603Q. En el caso del economizador operando 10 horas diarias y satisfaciendo las necesidades actuales del hotel, el consumo de diesel disminuye a 72.4443 galones diarios (274.2305 litros) teniendo el consumo de diesel de 1678.7365 Q. En el caso de la cogeneración el consumo de diesel es mayor comparado con el consumo actual del hotel y la regeneración, siendo de 183.6000 galones diarios (696.0000) teniendo el consumo de diesel un costo de 1678.7365Q. La tasa de cambio de dólar utilizada es del 07 de octubre de 2009, siendo ésta 8.35056 quetzales por dólar, según el Banco de Guatemala.

La cantidad de dióxido de carbono que actualmente libera el hotel es de 373708.7546 litros de dióxido de carbono, mientras que las emisiones de la regeneración tienen un valor de 360974.0344 litros de dióxido de carbono y la regeneración 3548.050 litros de dióxido de carbono. Las emisiones de la regeneración son menores con respecto a las que actualmente genera el hotel, debido a que el trabajo producido por la regeneración es mayor comparado con el trabajo producido por el hotel, por lo tanto se consume y se quema menos diesel para satisfacer las mismas necesidades.

La demanda de energía eléctrica mensual del hotel es de 130,000 kWh, al tener el kWh un precio promedio de 0.19\$ y la tasa de cambio del dólar utilizada es nuevamente la del 07 de octubre de 2009, según el Banco de Guatemala, por lo tanto el costo mensual de energía eléctrica es de 206258.832 Q. Debido a que el economizador sólo ayuda a aumentar el trabajo producido con respecto a la energía térmica, el consumo y valor de energía eléctrica mensual del hotel sigue siendo el mismo. Para la cogeneración se va a alternar la energía eléctrica producida por el propio hotel, con la empresa suministradora de energía eléctrica a las horas de poca demanda. Anteriormente se mencionó que el 25% de la demanda mensual de energía eléctrica representan las horas de baja demanda, representando este 25% un consumo mensual de 32500 kWh, por lo tanto tiene un valor mensual de 51564.708 Q.

Al sumar los costos de energía eléctrica y consumo de diesel mensuales, el hotel tiene un gasto total de 258397.6410 Q, mientras que el del economizador es de 256620.9281Q y la cogeneración 179200.5124 Q. Si se llegase a implementar el economizador, la administración del hotel tendría un ahorro del 0.6875% en los gastos de operación, mientras que por medio de la cogeneración el ahorro sería de un 30.6493%. Es de importancia mencionar que por medio de la cogeneración, el hotel capaz de generar su propia energía eléctrica y térmica, eliminando por completo el uso de la caldera Franklin de 40 Hp. Anteriormente se mencionó, que la caldera es utilizada diez horas al día para producir vapor, que se usa en lavandería para el planchado de sábanas o ropa, el hotel hace uso del vapor de la caldera ya que es más barato comparado con los costos de energía eléctrica. En la propuesta de la cogeneración, no habría ningún problema, ya que el generador de motor diesel seleccionado tiene la capacidad de satisfacer toda la demanda eléctrica

que el hotel requiere. Se demuestra de esta manera que la simulación de una cogeneración es más eficiente que las condiciones con las que opera el hotel, así mismo las emisiones de dióxido de carbono son menores.

## **X. Conclusiones**

- A. La simulación de una cogeneración, por medio de un generador de motor diesel, es más rentable que la simulación de un economizador, por medio de los gases de chimenea, ya que la cogeneración permite reducir los costos de operación del hotel en un 30.6493% (179200.5124Q) mientras que el economizador los reduce en un 0.6875% (256620.9281Q).
  
- B. Por medio de la cogeneración el hotel es capaz de generar su propia energía eléctrica y térmica a partir de una misma fuente de combustible, a un menor costo, comparado con la simulación del economizador y condiciones actuales que opera el hotel.
  
- C. Por medio de la cogeneración las emisiones de dióxido de carbono disminuyen en un 99.0505% mientras que por medio del economizador, éstas se reducen en un 3.4072%

## **XI. Recomendaciones**

- A. Con el fin de aumentar el rendimiento de transferencia de calor del intercambiador de calor, en los diseños propuestos se les puede añadir aletas.
- B. Realizar una auditoría del consumo eléctrico del hotel, para tener datos precisos de la demanda y las horas de la demanda, para que al alternarlo con la cogeneración, ésta sea más factible.
- C. Hacer un estudio de cuánta basura genera el hotel y analizar si es capaz de generar su propio biogas y que en vez de tener como fuente de energía el diesel, que sea el biogas, llegando a tener un gran impacto económico y ambiental del hotel.
- D. Realizar un estudio de qué tan viable puede llegar a ser tener colectores solares, para calentar el agua y paneles fotovoltaicos para generar la electricidad del hotel, por otro lado si cuentan con el espacio suficiente para la instalación de este tipo de paneles.
- E. Llevar a cabo un análisis económico de la viabilidad que conllevaría tener este tipo de instalaciones.

## XII. Bibliografía

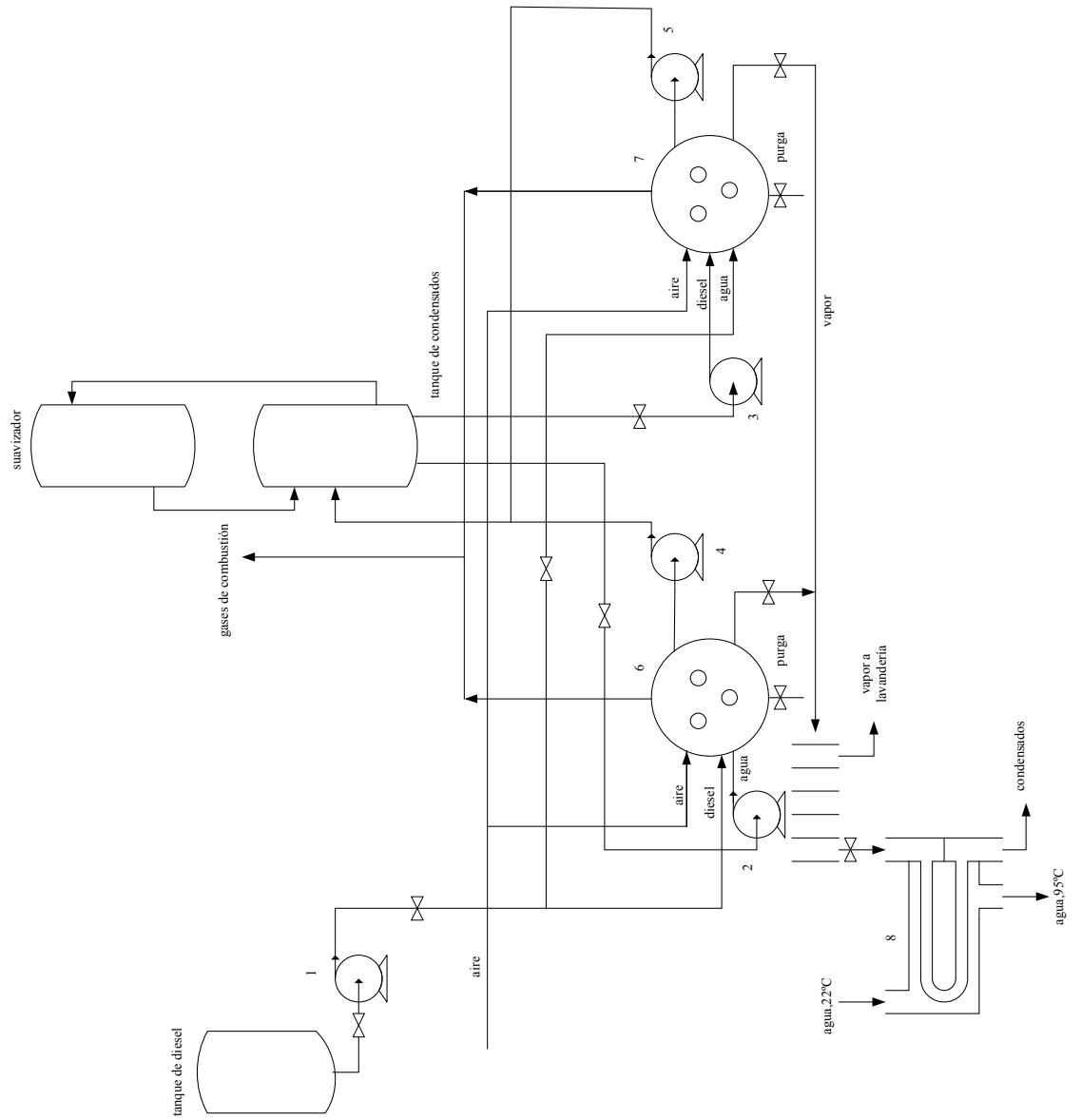
- A. Galindo J., 2002. *Procesos y tecnología de máquinas y motores térmicos*. Universidad Politécnica. Valencia. 399 páginas
- B. Glenn E. 2009. *Thermal Expansion*  
<http://physics.info/expansion/>
- C. Heywood B. 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Mc Graw Hill. United Stated of America. 930 Páginas
- D. Howell J, 1990. *Principios de termodinámica para ingenieros*. Mc Graw Hill. Estados Unidos. 733 Páginas.
- E. Hu, David. 1985. *Cogeneration*. Reston Publishing Company. Estados Unidos. 428 Páginas.
- F. Kern, D. 1965. *Procesos de Transferencia de Calor*. CECSA. Primera edición. Mexico. 957 Páginas
- G. Kreith F, Bohn M. 2001. *Principios de transferencia de calor*. 6 Edición. Editorial Thomson, México. 4-287 Páginas
- H. Kuppan, T. 2000. *Heat Exchanger Design Handbook*. Marcel Dekker Inc. Madras, India.
- I. Martínez, Amaya, et al. 2006. *Disminución de costes energéticos en la empresa: Tecnologías y estrategias para el ahorro y la eficiencia energética*. Segunda Edición. FC Editorial. España. 243 Páginas
- J. Perry, R.H. & Green, D. 2008. *Perry's Chemical Engineer's Handbook*, 8th Edition, McGraw-Hill. Sección 2
- K. Rodríguez, O. 2008. *Diseño de un intercambiador de calor tipo serpentín*. Guatemala. 52 Páginas.
- L. Scheitler, C. 2007. *Temperatura de vapor de salida*  
<http://www.scheitler.com.ar/Novedades/ListaDatosUtiles.aspx?IdDatoUtil=162>

- M. Smith, J.M, et al.2007. *Introducción a la termodinámica en Ingeniería Química*. Séptima Edición. Mc Graw Hill. México.816 Páginas
- N. United Nations Environment Programme. 2006. *Thermal Energy Equipment: Cogeneration*  
[www.retscreen.net/fichier.php/1000/Chapter-Cogeneration.pdf](http://www.retscreen.net/fichier.php/1000/Chapter-Cogeneration.pdf)

## **XIII. Apéndice**

## A. Diagrama de Equipo

Diagrama 11: Diagrama de equipo



**Tabla 18: Especificación de equipo**

	<b>Equipo</b>	<b>Especificaciones</b>
1	Bomba diesel	Marca: Siemens Fase:3 208 Volts 60 Hz
2 y 3	Bomba caldera	Marca: Franklin Fase: 3 V:208/230/460 Hp 3 , RPM 3450
4 y 5	Bomba condensado	Marca: Vikina pup Fase 3 V:230/460 Hp ¾, RPM 1715
6 y 7	Caldera	Maraca: Fulton Boiler Hp:40
8	Intercambiador de calor en U	Diámetro:5/8' 26 Pasos Largo: 2.70 m

## B. Datos originales

A continuación se presenta las condiciones a las que opera el hotel, para determinar dichas condiciones se hizo uso analizador de combustión, marca Bacharach Fyrite II

**Tabla 19: Datos proporcionados por el analizador de combustión**

Corrida	T <sub>gases</sub>	% O <sub>2</sub>	Porcentaje de exceso de aire	%CO <sub>2</sub>	Eficiencia	Pérdidas
1	120°C	15.0	226	3.3	78.9	21.1
2	118°C	15.0	226	3.3	78.9	21.1
3	118°C	15.0	226	3.3	78.9	21.1
Promedio	118.66	15.0	226	3.3	78.9	21.1

**Tabla 20: Condiciones de operación** (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2)

Temperatura gases de chimenea	118.66°C,
Área de la chimenea	1050 m <sup>2</sup>
Temperatura entrada de agua caldera	70°C
Temperatura salida de condensados de caldera	55°C
Temperatura salida de condensados de intercambiador de calor	55°C
Salida de condensados	0.70l/min
Salida de condensados	0.30l/min
Largo de la chimenea	7 m
Velocidad de gases	3.60x10 <sup>-6</sup> m/s
Consumo de diesel	7.5 gal/h
Producción de vapor	100 lb vapor/ 45 minutos
Diámetro de tubería de entrada y salida del intercambiador	4'
Horas de operación	10
Capacidad tanque de condensados	60 galones
Cantidad de agua que se caleinta	4500 galones
Presión de caldera	100 psi

**Tabla 21: Demanda y consumo energético**

<b>Demanda</b>		
6:00 pm-12:00 am	12:00pm-6am	horas restantes
40%	25%	12
Consumo mensual		130,000kW

## C.Cálculos de muestra

**1. Balance de masa:** A continuación se presentan las propiedades utilizadas para los cálculos de balance de masa del hotel:

**Tabla 22: Propiedades balance de masa hotel (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2)**

Caldera	Fórmula promedio del diesel	$C_{12}H_{23}$
	Densidad del agua a 70°C	977.8kg/m <sup>3</sup>
	Densidad del agua a 55°C	985.91 kg/m <sup>3</sup>
Intercambiador de calor	Densidad del agua a 55°C	985.91 kg/m <sup>3</sup>
	Capacidad de tubería 4'' , material acero, de cédula 40	39.6 gl /min
	Entalpía del agua a 22°C	92.161kJ/kg
	Entalpía del agua a 95°C	397.80kJ/kg
Tanque de condensados	Densidad del agua a 70°C	977.8kg/m <sup>3</sup>
	Densidad del agua a 55°C	985.91 kg/m <sup>3</sup>

### a. Caldera

1) Flujo másico de vapor de agua: La producción de 100 libras de vapor se lleva a cabo en 45 minutos (Enríquez R, entrevista personal, 07 de octubre de 2009).

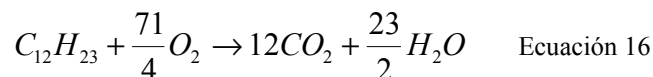
$$\dot{m}_{vapor\_agua} = \left( \frac{100lb\_vapor}{45\min} \right) \left( \frac{0.4536kg}{1lb} \right) \left( \frac{60\min}{1h} \right) = 60.4789kg/h$$

2) Flujo másico de combustible: El consumo de diesel es de 7.5 galones por hora (Enríquez R, entrevista personal, 07 de octubre de 2009).

$$\dot{m}_{combustible} = \left( \frac{7.5gal}{1h} \right) \left( \frac{3.7854l}{1gal} \right) \left( \frac{0.001m^3}{1l} \right) \left( \frac{850.0kg}{m^3} \right) = 24.1319kg/h$$

3) Flujo másico de aire: Debido a que el hotel no posee un registro de la composición del diesel consumen se hizo uso de la fórmula promedio del diesel.

La ecuación de combustión del diesel, es la siguiente:



Partiendo del concepto de Bhp y por estequiometría se determinó los kilogramos de oxígeno por hora.

$$\left(\frac{15.7kg_{-}H_2O}{1h}\right)\left(\frac{1000g_{-}H_2O}{1kg_{-}H_2O}\right)\left(\frac{1molH_2O}{18.0153kg_{-}H_2O}\right)\left(\frac{\frac{71}{4}O_2}{\frac{23}{2}H_2O}\right)\left(\frac{31.9988g_{-}O_2}{1mol_{-}O_2}\right)\left(\frac{1kg}{1000g}\right) =$$

$$= 43.0420kg_{-}O_2/h$$

La caldera que tienen en el hotel trabaja a 40 Bhp

$$\left(\frac{43.0420kg_{-}O_2}{h}\right) \times 40BHP = 1721.68kg_{-}O_2/h$$

El flujo másico del aire que ingresa a la caldera se determina conociendo los valores porcentuales de oxígeno y nitrógeno del aire, despreciando los gases inertes que se encuentran en el aire.

$$\frac{\left(\frac{1721.6kg_{-}O_2}{h}\right)(0.79054)}{0.20946} = 6497.9323kg_{-}N_2/h$$

$$m_{aire} = \frac{1721.68Kg_{-}O_2}{h} + \frac{6497.9323kg_{-}N_2}{h} = 8219.6123kg_{-}aire/h$$

4) Flujo de gases de chimenea: La velocidad a la que salen los gases de chimenea  $3.60 \times 10^{-6} m/s$ , la velocidad es pequeña debido a que la tubería tiene un largo de aproximadamente 7 m de largo y accesorios a lo largo de la tubería, los cuales provocan pérdidas por presión.

$$m_{gases} = A \cdot \rho \cdot v$$

$$m_{gases} = 1050 m^2 \left( \frac{0.898 kg}{m^3} \right) \left( \frac{3.60 \times 10^{-6} m}{s} \right) \left( \frac{60 s}{1 \text{ min}} \right) \left( \frac{60 \text{ min}}{1 h} \right) = 1.2220 \frac{kg}{h}$$

5) Flujo másico de agua: La entrada de agua a la caldera es de 0.70 l por minuto, con una temperatura de 70°C (Enríquez R, entrevista personal, 07 de octubre de 2009).

$$m_{agua} = \left( \frac{0.70 l}{1 \text{ min}} \right) \left( \frac{0.0010 m^3}{l} \right) \left( \frac{977.8 kg}{1 m^3} \right) \left( \frac{60 \text{ min}}{1 h} \right) = 41.8167 kg / h$$

6) Flujo másico de condensados: La salida de condensados es de 0.30 l por minuto, a una temperatura de 55°C (Enríquez R, entrevista personal, 07 de octubre de 2009).

$$m_{condensado} = \left( \frac{0.30 l}{1 \text{ min}} \right) \left( \frac{0.0010 m^3}{l} \right) \left( \frac{985.91 kg}{1 m^3} \right) \left( \frac{60 \text{ min}}{1 h} \right) = 17.7464 kg / h$$

## b. Intercambiador de calor

1) Flujo másico del vapor de agua: No se pudo obtener una muestra del flujo másico de vapor, debido a que la infraestructura no lo permitía, por lo tanto se asume que el flujo másico del vapor de agua es el mismo que sale de la caldera y que no hay pérdidas en las tuberías de ningún tipo.

$$m_{vapor\_agua} = \left( \frac{100 lb\_vapor}{45 \text{ min}} \right) \left( \frac{0.4536 kg}{1 lb} \right) \left( \frac{60 \text{ min}}{1 h} \right) = 60.4789 kg / h$$

2) Flujo másico condensado: La salida de condensados es de 0.70 l por minuto y la temperatura a la que entra el agua es de 55°C.

$$m_{condensado} = \left( \frac{0.70l}{1 \text{ min}} \right) \left( \frac{0.0010m^3}{1l} \right) \left( \frac{985.91kg}{1m^3} \right) \left( \frac{60 \text{ min}}{1h} \right) = 41.4082kg / h$$

3) Flujo másico entrada de agua: No se pudo obtener una muestra del flujo másico de agua, debido a que la infraestructura no lo permitía. Conociendo el diámetro de entrada de agua del intercambiador, el cual es de 4'' y de acero cédula 40, se asumió que la capacidad es de 39.6 galones/min y una temperatura de 22°C.

$$m_{entrada\_agua} = \left( \frac{39.6gal}{\text{min}} \right) \left( \frac{3.7854l}{1gal} \right) \left( \frac{0.001m^3}{1l} \right) \left( \frac{997.81kg}{m^3} \right) \left( \frac{60 \text{ min}}{1h} \right) =$$

$$= 8974.6831kg / h$$

4) Flujo másico salida de agua caliente: No se pudo obtener una muestra del flujo másico de agua, debido a que la infraestructura no lo permitía. Conociendo el diámetro de entrada de agua del intercambiador, el cual es de 4'' y de acero cédula 40, se asumió que la capacidad es de 39.6 galones/min. La temperatura a la que sale el agua es de 95°C.

$$m_{entrada\_agua} = \left( \frac{39.6gal}{\text{min}} \right) \left( \frac{3.7854l}{1gal} \right) \left( \frac{0.001m^3}{1l} \right) \left( \frac{963.82kg}{m^3} \right) \left( \frac{60 \text{ min}}{1h} \right) =$$

$$= 8668.7034kg / h$$

### c. Tanque de condensados

1) Flujo másico de entrada de condensados: Los condensados entran al tanque a una temperatura de 55°C y a un flujo de 0.30 l por minuto (Enríquez R, entrevista personal, 07 de octubre de 2009).

$$m_{\text{condensado}} = \left(\frac{0.30\text{l}}{1\text{min}}\right) \left(\frac{0.0010\text{m}^3}{1\text{l}}\right) \left(\frac{985.91\text{kg}}{1\text{m}^3}\right) \left(\frac{60\text{min}}{1\text{h}}\right) = 17.7464\text{kg} / \text{h}$$

2) Flujo másico de salida de condensados: Los condensados del tanque salen a una temperatura de 70°C y a un flujo de 0.70 l por minuto (Enríquez R, entrevista personal, 07 de octubre de 2009).

$$m_{\text{agua}} = \left(\frac{0.70\text{l}}{1\text{min}}\right) \left(\frac{0.0010\text{m}^3}{1\text{l}}\right) \left(\frac{977.8\text{kg}}{1\text{m}^3}\right) \left(\frac{60\text{min}}{1\text{h}}\right) = 41.8167\text{kg} / \text{h}$$

**2. Balance de energía:** A continuación se presentan las propiedades utilizadas para los cálculos de balance de energía del hotel:

**Tabla 23: Propiedades balance de masa hotel (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2)**

Caldera	Poder calorífico promedio del diesel	43.4663 kJ/kg
	Capacidad calorífica del Dióxido de Carbono a 160°C	436.2263 kJ/kg
	Capacidad calorífica del Oxígeno a 160°C	285.7332kJ/kg
	Capacidad calorífica del aire a 22°C	295.17 kJ/kg
	Entalpía del vapor a 160°C	675.22 kJ/kg
Intercambiador de calor	Entalpía del agua a 22°C	92.161 kJ/ kg
	Entalpía del agua 95°C	397.80 kJ/kg
	Entalpía del vapor a 160°C	675.22 kJ/kg
	Entalpía del agua a 55°C	985.70 kJ/kg
Tanque de condensados	Entalpía de los condensados 55°C	230.09kJ/kg
	Entalpía del agua a 70°C	292.84kJ/kg

### a. Caldera

1) Combustible: El calor aportado por el combustible se obtiene conociendo el flujo másico del combustible y el poder calorífico del diesel.

$$Q_{combustible} = \left( \frac{24.131 \text{ kg}}{h} \right) \left( 43.4663 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 1048.8853 \frac{\text{kJ}}{h}$$

2) Agua: El calor del agua se obtiene conociendo el flujo másico del agua y la entalpía del agua a una temperatura de de 70°C

$$Q_{agua} = 41.8167 \frac{\text{kg}}{h} \left( \frac{292.84 \text{ kJ}}{\text{kg}} \right) = 12245.6024 \text{ kJ} / h$$

3) Aire: El calor del aire se obtiene conociendo el flujo másico del aire y la entalpía del aire a 22°C.

$$Q_{aire} = 624.6900 \frac{\text{kg}}{h} \left( \frac{295.17 \text{ kJ}}{\text{kg}} \right) = 184389.7473 \text{ kJ} / h$$

4) Gases de chimenea: Para los gases de chimenea se utilizan los porcentajes proporcionados por el Bacharach y las respectivas capacidades caloríficas para cada compuesto, la temperatura ambiente propuesta es de 22°C:

$$Q_{gases} = m(x_{CO_2} Cc_{CO_2} + x_{O_2} Cc_{O_2} + (1 - x_{CO_2} - x_{O_2}) Cc_{aire})$$

$$\begin{aligned} Q_{gases} &= 1.2220 \frac{\text{kg}}{h} x(0.033x436.2263 + 0.15x285.7332 + 0.8167x295.17) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \\ &= 364.5480 \frac{\text{kJ}}{h} \end{aligned}$$

5) Vapor: La temperatura del vapor de salida de la caldera esta en relación directa a la presión de trabajo de la misma, ya que la caldera trabaja a 100 psi, la temperatura del vapor de salida se encuentra alrededor de los 160°C (Scheitler C., 2007). Por medio del flujo másico y la entalpía del vapor a 160°C, se determina lo siguiente,

$$Q_{vapor} = 60.4789 \frac{kg}{h} \left( \frac{675.22kJ}{kg} \right) = 40836.5628kJ / h$$

6) Condensados: Los condensados salen de la caldera a una temperatura de 55°C y el flujo másico de los condensados es de 17.7464 kg/h.

$$\dot{Q}_{condensados} = \left( 17.7464 \frac{kg}{h} \right) \left( 230.09 \frac{kJ}{kg} \right) = 4083.2691 \frac{kJ}{h}$$

### b. Intercambiador de calor

1) Entrada de agua: El calor del agua se obtiene conociendo el flujo másico del agua y la entalpía del agua a una temperatura de de 22 °C

$$Q_{entrada\_agua} = 8974.6831 \frac{kg}{h} \left( \frac{92.161kJ}{kg} \right) = 827115.7692kJ / h$$

2) Salida de agua: El calor del agua se obtiene conociendo el flujo másico del agua y la entalpía del agua a una temperatura de de 95 °C

$$Q_{salida\_agua} = 8668.7035 \frac{kg}{h} \left( \frac{397.80kJ}{kg} \right) = 3448410.252 \frac{kJ}{h}$$

3) Vapor: El calor del vapor se obtiene conociendo el flujo másico de vapor y la entalpía del vapor a una temperatura de 160°C, se asume que no hay pérdidas por transferencia de calor en la tubería.

$$Q_{vapor} = 60.4789 \frac{kg}{h} \left( \frac{2755.6kJ}{kg} \right) = 166655.6568kJ / h$$

4) Condensado: El calor del agua se obtiene conociendo el flujo másico del agua y la entalpía del agua a una temperatura de de 55 °C

$$Q_{condensado} = 41.4082 \frac{kg}{h} \left( \frac{230.09kJ}{kg} \right) = 9527.6127 \frac{kJ}{h}$$

### c. Tanque de condensados

1) Entrada de condensados: La temperatura de entrada de los condensados es de 55°C y el flujo másico de éstos es de 17.7464 kg/h, por lo tanto se obtiene que el calor de entrada de los condensados es de,

$$\dot{Q}_{\text{entrada\_condensados}} = \left( 17.7464 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \left( 230.09 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 4083.2691 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

2) Salida de condensados: El calor de salida de los condensados se obtiene conociendo la entalpía de los condensados a 70°C y el flujo másico, el cual es de 41.8167 kg/h.

$$Q_{\text{salida\_condensado}} = 41.8167 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left( \frac{292.84 \text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 12245.6024 \text{kJ} / \text{h}$$

Para los cálculos del balance de masa y energía para la cogeneración y del economizador se utilizó el mismo principio, haciendo uso de las distintas propiedades de las especies químicas involucradas en el proceso. Para la simulación del economizador se hace uso de los mismos flujos de entrada y salida, a la cual opera actualmente el hotel, teniendo como única varianza un intercambiador de calor, el cual precalienta el agua de entrada de la caldera. En el caso de la cogeneración, los datos fueron obtenidos del catálogo del generador de motor diesel seleccionado.

**3. Diseño de intercambiador de calor:** Para el diseño del intercambiador de calor para el calentamiento de agua, se utilizaron las siguientes propiedades, para los respectivos cálculos:

**Tabla 24: Propiedades del agua a 95°C (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2)**

Propiedades del agua a 95°C	
Calor específico	4211.088 J/kg K
Calor de fusión	305.5233 J/g
Viscosidad	$0.295 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Densidad del agua	$961.91 \text{ kg}/\text{m}^3$
Conductividad térmica	0.677 W/mK
Coefficiente de expansión volumétrica	$723 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

a. Flujo másico de entrada del agua: Se hace uso del flujo másico de entrada del agua del intercambiador de calor, el cual es con el que actualmente operan, por lo tanto el flujo másico es:

$$\dot{m}_{\text{entrada\_agua}} = 8974.6831 \text{ kg} / \text{h}$$

b. Calor: La cantidad de calor necesaria para llevar el agua a 95°C, se determina con la siguiente ecuación,

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T + \dot{m} \Delta H_{\text{fus}} \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde:

- $\dot{m}$  - flujo másico de entrada del agua
- $C_p$  - calor específico
- $\Delta T$  - diferencia de temperatura del agua
- $\Delta H_{\text{fus}}$  - calor de fusión

Para obtener el diferencial de temperatura del agua se supone que el agua entra a temperatura ambiente  $T_{\text{ambiente}} = 22^\circ\text{C}$  y la temperatura a la que se quiere llevar es  $T = 95^\circ\text{C}$ .

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= 2.4930 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4211.088 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \times (95^\circ\text{C} - 22^\circ\text{C}) + 2.4930 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{305.5233\text{J}}{\text{g}} \times \frac{1000\text{g}}{1\text{kg}} = \\ &= 158041.281\text{W}\end{aligned}$$

Uno de los parámetros de diseño, será utilizar tubería de cobre, la selección del material se debe a que el cobre tiene una alta conductividad térmica y el espesor de la pared del tubo es pequeño. Se hace uso de la siguiente ecuación para encontrar el coeficiente de transferencia de calor del intercambiador,

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad \text{Ecuación 9}$$

El coeficiente de transferencia de calor es determinado por convección, tanto como dentro como fuera del tubo.

c. Coeficiente de transferencia de calor afuera del tubo  $h_o$ . Para el cálculo de transferencia de calor afuera del tubo, se considera la convección natural del lado exterior del tubo y hace uso de la siguiente ecuación,

$$h_o = \frac{k_{\text{agua}}}{D_o} Nu \quad \text{Ecuación 18}$$

Para determinar el número de Nusselt se recurre a correlaciones empíricas determinadas por experimentación para la convección natural.

En la Ilustración 4, se puede encontrar que para el cilindro horizontal, que es la configuración que tendrá el tubo dentro del depósito, el número de Nusselt es:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left(1 + (0.559 / Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Ecuación 19}$$

El número de Prandtl se determina de la siguiente manera,

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{k} \quad \text{Ecuación 20}$$

La viscosidad dinámica, se determina conociendo la viscosidad y densidad del agua a 95°C,

$$\mu = \nu \cdot \rho = 0.295 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \times 961.91 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 2.8376 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Entonces,

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{k_{\text{agua}}} = \frac{\left( 2.8376 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \times 4211.0888 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)}{0.677 \text{ W / mK}} = 1.7650$$

Luego se obtiene el número de Rayleigh, producto del número de Grashof y Prandtl,

$$Ra_D = Gr \cdot \text{Pr} = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) D^3}{\nu^2} \text{Pr} \quad \text{Ecuación 21}$$

El número de Grashof representa los efectos de la convección natural, en donde,

- $g$  -aceleración gravitacional
- $\beta$  -coeficiente de expansión volumétrica
- $T_s$  -temperatura de la superficie del tubo
- $T_\infty$  -temperatura del agua que sale del tubo
- $D$  -diámetro exterior del tubo 5/8"
- $\nu$  -viscosidad cinemática

$$Ra_D = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} Pr$$

$$Ra_D = \left[ \frac{9.81 m/s^2 \times (723 \times 10^{-6}) \times (160^\circ C - 95^\circ C) \times (0.015875 m)^3}{0.295 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} \right] \times 1.7650 =$$

$$Ra_D = 243793406.2$$

Al conocer los valores de de Prandtl y Rayleigh, el valor de Nusselt se calcula de la siguiente manera,

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \times (243793406.2)^{1/6}}{\left(1 + (0.559/1.760)^{9/16}\right)^{8/27}} \right\}^2 = 105.5283$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor se determina como,

$$h_0 = \frac{0.677 / mK}{0.015875 m} \times 105.5283556 = 4505.645317 W / m^2 K$$

d. Coeficiente de transferencia de calor dentro del tubo  $h_i$ : Se considera que la temperatura en la superficie exterior del tubo es igual a la temperatura de los gases de chimenea que viaja dentro de él. Esto quiere decir que la pared del tubo no representa ninguna resistencia a la transferencia de calor, por convección, dentro del tubo.

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = 0 \quad \text{Ecuación 2}$$

El coeficiente de transferencia de calor dentro del tubo  $h_i$ , es mayor que el coeficiente de transferencia de calor afuera del tubo  $h_0$ , por consiguiente, el inverso de este calor tenderá a 0.

e. Dimensionamiento de serpentín: Para establecer la configuración del serpentín, se necesita encontrar la longitud del tubo de acuerdo al área de transferencia de calor del mismo por medio de la siguiente ecuación,

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde,

$$\Delta T = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \quad \text{Ecuación 11}$$

El coeficiente total de transferencia de calor se determina de la siguiente manera,

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde,

$$\frac{1}{U} \approx 0 + \frac{1}{h_o} \quad \text{Ecuación 22}$$

Con el valor de  $h_o$  encontrado se obtiene el valor de  $U$  de la siguiente manera,

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{4505.645317W / m^2 K}$$

$$U = 4505.645317W / m^2 K$$

La diferencia de temperaturas se calcula de la siguiente manera, donde  $T_2$  es la temperatura de los gases de chimenea, la cual es de  $519.1^\circ\text{C}$  y  $T_1$  es el diferencial de temperaturas entre el agua a  $95^\circ\text{C}$  y temperatura ambiente,  $T_{\text{ambiente}}=22^\circ\text{C}$ . Se asume que  $T_1$  es constante a lo largo de toda la longitud de la tubería, así mismo que no hay caídas de presión,

$$\Delta T = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} = \frac{519.1^\circ C - (95^\circ C - 22^\circ C)}{\ln \frac{519.1^\circ C}{(95^\circ C - 22^\circ C)}} = 227.4120^\circ C$$

El área superficial  $A_s$ , es igual a  $\pi \cdot D_{\text{exterior}} \cdot L$

Le ecuación de la velocidad de transferencia de calor en un intercambiador se vuelve,

$$\dot{Q} = U \cdot \pi \cdot D_{\text{exterior}} \cdot L \cdot \Delta T \quad \text{Ecuación 23}$$

Despejando,

$$L = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \pi \cdot D_{\text{exterior}} \cdot \Delta T} = \frac{158041.281W}{4505.645317W / m^2 K \cdot \pi \cdot 0.015875m \cdot 227.4120^\circ C}$$

$$L = 29.91721m$$

Con la longitud del tubo se determina las dimensiones del intercambiador de calor, limitando las dimensiones del depósito donde debe encajar.

f. Dimensionamiento del intercambiador de calor: El valor obtenido de la longitud del intercambiador de calor de serpentín, tiene un margen operacional debido a que se están obviando incrustaciones, pérdidas de calor y volumen extra de agua; es por ello que se asume que la longitud obtenida, sólo sirve para satisfacer un 75 % de las necesidades.

$$L_{100\%} = \frac{29.91721m \times 100}{75} = 39.88961m$$

Un paso tiene la siguiente longitud total,

$$L_{1\text{paso}} = (2.5m \times 2) + (0.10m) = 5.1m$$

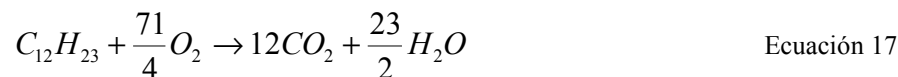
Al tener 8 pasos el intercambiador de calor, la longitud total del intercambiador de calor es de,

$$L_{total} = 5.1m \times 8 = 41.15m$$

Para economizador propuesto se diseñó un intercambiador del mismo tipo, por lo tanto se hizo uso del mismo procedimiento y haciendo uso de las distintas propiedades fisicoquímicas a sus distintas condiciones.

**4. Análisis termodinámico del hotel, economizador y cogeneración:** Debido a que el vapor utilizado en el hotel es sometido a un proceso cíclico, para determinar el trabajo ideal, lo único que se considera son los gases que del horno. Así mismo se obvia en el análisis termodinámico del hotel, economizador y cogeneración las bombas, debido a que el diferencial de temperaturas entre la entrada y salida de la bomba es menor de un grado, es por ello que se desprecia el trabajo perdido de las bombas.

La reacción que ocurre al quemarse el diesel como anteriormente se mencionó, es la siguiente:



Para determinar la entalpía estándar y energía de Gibas de formación a 25°C, se hizo uso de las siguientes propiedades, para las distintas especies químicas:

**Tabla 25: Propiedades de especies químicas (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2)**

	$\Delta H_{f298}^{\circ}$ (J/mol)	$\Delta G_{f298}^{\circ}$ (J/mol)
CO <sub>2</sub>	-393509	-394359
H <sub>2</sub> O	-241818	-228572
Diesel	7389.271	3247000

Por lo tanto,

$$\Delta H_{f298}^{\circ} = (12)(-393509) + (11.5)(-241818) - (7389.271) = -7510404.271 \text{ J}$$

$$\Delta G_{f298}^{\circ} = (12)(-394359) + (11.5)(-228572) - (3247000) = -10607886 \text{ J}$$

De donde,

$$\Delta S_{f298}^{\circ} = \frac{\Delta H_{298}^{\circ} - \Delta G_{298}^{\circ}}{298.15} = 10389.00463 \text{ JK}^{-1}$$

Con base en 1 mol de diesel que se quema con 226% de exceso de aire, el aire que entra al horno contiene:

$$\text{O}_2: (17.75)(2.26) = 40.1150 \text{ mol}$$

$$\text{N}_2: (40.1150)(79/21) = 150.9088 \text{ mol}$$

Total: 191.0238 moles aire

Luego de completarse la combustión del diesel, el gas de combustión contiene:

CO <sub>2</sub> :	12.0000	Mol	y CO <sub>2</sub>	0.0610
			:	
			y	
H <sub>2</sub> O :	11.5000	Mol	H <sub>2</sub> O :	0.0584
O <sub>2</sub> :	22.3650	Mol	y O <sub>2</sub> :	0.1137
N <sub>2</sub> :	150.9088	Mol	y N <sub>2</sub> :	0.7669
<hr/>				
		moles gas de		
Total:	196.7738	combustión	Ytotal	1.0000

Para calcular el cambio de estado del diesel en la caldera, se supone que la reacción se lleva a cabo a presión atmosférica y a 298.15 K la temperatura de los alrededores, por otro lado la temperatura de los gases de chimenea es de 433.15K. El cálculo de  $\Delta H$  y  $\Delta S$ , se calcula por medio de las siguientes 4 etapas:

Etapa 1: El aire entra sin mezclar

$$\Delta H_a = 0$$

$$\Delta S_a = nR \sum_i y_i \ln y_i$$

$$= (191.0238)(8.314)(0.21 \ln 0.21 + 0.79 \ln 0.79) = -782.5584851 \text{ JK}^{-1}$$

Etapa 2: Para la reacción estándar a 298.15 K

$$\Delta H_b = \Delta H_{f298}^\circ = -7510404.271 \text{ J}$$

$$\Delta S_b = \Delta S_{f298}^\circ = 10389.00463 \text{ JK}^{-1}$$

Etapa 3: Para el mezclado que forma el gas de combustión

$$\Delta H_c = 0$$

$$\Delta S_c = -nR \sum_i y_i \ln y_i$$

$$= -(196.7738)(8.314)(0.0610 \ln 0.0610 + 0.0584 \ln 0.0584 + 0.1137 \ln 0.1137 + 0.7889 \ln 0.7889) = 1287.8756 \text{ J K}^{-1}$$

Etapa 4: Para la etapa de calentamiento, las capacidades caloríficas medias entre 298.15 y 433.15 K se calcula por medio de las siguientes ecuaciones,

$$\frac{\langle C_p \rangle_H}{R} = A + \frac{B}{2} T_o (t+1) + \frac{C}{3} T_o^2 (t^2 + t + 1) + \frac{D}{t T_o^2}$$

Ecuación 24

$$\frac{\langle C_p^{ig} \rangle_s}{R} = A + \left[ B T_o + \left( C T_o^2 + \frac{D}{t^2 T_o^2} \right) \left( \frac{t+1}{2} \right) \right] \left( \frac{t-1}{\ln t} \right)$$

Ecuación 25

Donde:

$$t \equiv \frac{T}{T_o}$$

Las capacidades caloríficas utilizadas para las distintas especies químicas, se muestran a continuación:

**Tabla 26: Capacidades caloríficas de especies químicas**  
(Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2)

	A	B	C	D
CO <sub>2</sub>	5.457	0.001045	0	-115700
H <sub>2</sub> O	3.47	0.00145	0	12100
N <sub>2</sub>	3.28	0.000593	0	4000
O <sub>2</sub>	3.639	0.000506	0	-22700

Haciendo uso de las ecuaciones 25 y 26 se obtiene lo siguiente,

**Tabla 27: Capacidades caloríficas medias**

	$\langle C_p \rangle_H$ (J mol <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	$\langle C_p \rangle_s$ (J mol <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )
CO <sub>2</sub>	41.0978	36.3719
H <sub>2</sub> O	34.0366	33.2593
N <sub>2</sub>	29.3302	29.4716
O <sub>2</sub>	30.3315	29.3938

Cada capacidad calorífica individual se multiplica por el número de moles de las especies en el gas de combustión, y los productos se suman para todas las especies. Las capacidades caloríficas medias totales para los 196.7738 de la mezcla:

$$\langle C_p^t \rangle_H = 5989.1379 \text{ J K}^{-1}$$

$$\langle C_p^t \rangle_s = 5266.4725 \text{ J K}^{-1}$$

Por lo tanto,

$$\Delta H_d = \langle C_p^t \rangle_H (T_2 - T_1) = 5989.1379(433.15 - 298.15) = 808533.617 \text{ J}$$

$$\Delta S_d = \langle C_p^t \rangle_S \ln \frac{T_2}{T_1} = 5266.4725 \ln \frac{433.15}{298.15} = 1966.96098 \text{ JK}^{-1}$$

Para el proceso total sobre la base de 1 mol de diesel quemado,

$$\Delta H = \sum \Delta H_i = 0 - 7510404.27 + 0 + 808533.617 = -6701870.6540 \text{ J}$$

$$\Delta S = \sum \Delta S_i = -782.5584 + 10389.0046 + 1287.8756 + 1966.9610 = 12861.28275 \text{ JK}^{-1}$$

Por lo tanto,

$$\Delta H = -6701.8707 \text{ KJ y } \Delta S = 12.8613 \text{ KJ K}^{-1}$$

Para determinar el trabajo ideal realizado se hace uso de la siguiente ecuación,

$$\dot{W}_{ideal} = \dot{m}(\Delta H - T_0 \Delta S)$$

Conociendo el flujo de entrada del diesel el cual es de 0.0067 kg/s, los valores de la entalpías, entropías y temperatura inicial, se obtiene que el trabajo ideal es,

$$\dot{W}_{ideal} = 0.0067 \frac{\text{kg}}{\text{s}} [-6701.8707 - (298.15)(12.8613)] = -70.6291 \text{ KJ s}^{-1}$$

$$\dot{W}_{ideal} = -70.6291 \text{ kW}$$

Para determinar la generación de entropía y trabajo perdido de la caldera, intercambiador de calor y tanque de condensados, se hace uso de las condiciones y propiedades a las cual opera el hotel,

**Tabla 28: Condiciones y propiedades (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2)**

	<b>Flujo másico (kg/s)</b>	<b>T (°C)</b>	<b>H (kJ/kg)</b>	<b>S( kJ/ kg K )</b>
<b>Agua entrada caldera/salida tanque condensados</b>	0.0049	70	292.84	0.9548
<b>Entrada intercambiador de calor</b>	0.0168	160	675.22	1.9419
<b>Condensados</b>	0.0115	55	230.09	0.7678

### Caldera

Se supone que no hay transferencia de calor de la caldera hacia los alrededores, por lo tanto  $\dot{Q} = 0$ . Para determinar la entropía que genera la caldera, se hace los flujos másicos del diesel y el agua que entra a la caldera y sus respectivas entropías.

$$S_G = (0.0067)(12.8613) + (0.0116)(1.9419 - 0.9548) = 0.0977 \text{ s}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$W_{\text{perdido}} = T_0 S_G = (298.15)(0.0977) = 29.1230 \text{ kW}$$

### Intercambiador de calor

El intercambiador de calor transfiere calor a sus alrededores, el calor se determinó obteniendo el diferencia de  $\dot{Q}$  de entrada y salida del respectivo equipo, teniendo  $\dot{Q}$  un valor de 43.6467 kJ/s. Por lo tanto,

$$S_G = (0.0168)(0.7678 - 1.9416) + \left( \frac{8.6969}{298.15} \right) = 0.0094 \text{ kW K}^{-1}$$

$$W_{\text{perdido}} = (298.15)(0.0094) = 2.8161 \text{ kW}$$

Tanque de condensados

Para el tanque de condensados se supone que no hay transferencia de calor hacia los alrededores, por lo tanto  $\dot{Q} = 0$

$$\dot{S}_G = (0.0049(0.9548 - 0.7678) + 0.0049(0.9548 - 0.7678)) = 0.0018 \text{ kW/K}^{-1}$$

$$W_{perdido} = (298.15)(0.0018) = 0.5497 \text{ kW}$$

El análisis de generación de entropía es:

**Tabla 29: Generación de entropía**

	kW/K	Porcentaje $\sum \dot{S}_G$
$\dot{S}_G$ (caldera)	0.0977	89.6403
$\dot{S}_G$ (intercambiador de calor)	0.0094	8.6678
$\dot{S}_G$ (tanque de condensados)	0.0018	1.6919
$\sum \dot{S}_G$	0.1090	100.0000

El análisis de trabajo se efectúa con la siguiente ecuación,

$$\left| \dot{W}_{ideal} \right| = \left| \dot{W}_s \right| + \sum W_{perdido}$$

Ecuación 26

Los resultados de dicho análisis son:

**Tabla 30: Análisis de trabajo**

	<b>Kw</b>	<b>Porcentaje de</b> $W_{ideal}$
$W_s$	38.1404	54.0009
$W_{perdido\_caldera}$	29.1230	41.2337
$W_{perdido\_intercambiador}$	2.8161	3.9871
$W_{perdido\_tanque\_condensados}$	0.5497	0.7783
$W_{ideal}$	70.6291	100.0000

El mismo procedimiento se utilizó para calcular la generación de entropía y de trabajo, para el economizador y cogeneración del hotel, haciendo uso de las propiedades a las distintas condiciones de operación.

**5. Consumo de diesel y emisiones de Dióxido de Carbono:** A continuación se presentan las propiedades utilizadas para calcular las emisiones del dióxido de carbono.

**Tabla 31: Propiedades del dióxido de carbono** (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2)

Hotel	Densidad del Dióxido de Carbono a 160°C	0.84485 l/g
Cogeneración	Densidad del Dióxido de Carbono a 519.1°C	0.680757 l/g

a. Hotel y economizador: La emisión de dióxido de carbono, CO<sub>2</sub>, del hotel hacia el ambiente se determinó por medio del método directo para calcular la eficiencia de una caldera, en donde,

$$n = \frac{Qx(H - h)}{qxGCV} \quad \text{Ecuación 27}$$

En donde:

- Q -Vapor producido por hora
- H -Entalpía del vapor
- h -Entalpía del agua ingresado
- Q -Cantidad de combustible utilizado por hora
- GCV -Entalpía del diesel

Por lo tanto la eficiencia de la caldera del hotel fue el siguiente,

$$n = \frac{60.4789 \text{ kg/h} \times (2462.76) \text{ J/mol}}{24.1319 \text{ kg/h} \times 7389.271 \text{ J/mol}} = 0.8352$$

Suponiendo que la caldera trabaje a la misma eficiencia y que la temperatura del agua de entrada para el economizador es de 90°C, se obtiene que el consumo de diesel para el economizador es,

$$q = \frac{\frac{60.4789 \times (2378.84) \text{ J/mol}}{0.8352}}{7389.271 \text{ J/mol}} = 23.3096 \text{ kg/h}$$

El consumo de galones de diesel por hora se obtiene por medio de las siguientes conversiones,

$$q = 23.3096 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left( \frac{1\text{m}^3}{850\text{kg}} \right) \left( \frac{1\text{l}}{0.001\text{m}^3} \right) \left( \frac{1\text{gal}}{3.7854} \right) = 7.2444 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

El mismo procedimiento se utilizó para determinar el consumo de diesel de la cogeneración.

Las emisiones de dióxido de carbono de la caldera para el economizador se calculan partiendo del consumo de diesel y que la combustión se llevará a cabo con un exceso de oxígeno de 226%, como actualmente operan y por medio de la estequiometría de la reacción, se llega a lo siguiente:

$$\begin{aligned} CO_2 &= 23.3096 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left( \frac{1000\text{g}}{1\text{kg}} \right) \left( \frac{1\text{mol}_{\text{diesel}}}{170\text{g}_{\text{diesel}}} \right) \left( \frac{22.365\text{mol}O_2}{1\text{mol}_{\text{diesel}}} \right) \left( \frac{31.9988\text{g}}{1\text{mol}O_2} \right) = \\ &= 30497.03568 \frac{\text{g}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Por medio de la densidad del dióxido de carbono a 160°C y las horas de operación del hotel, se llega a las emisiones diarias de dióxido de carbono,

$$CO_2 = 30497.03568 \frac{\text{g}}{\text{h}} \left( \frac{1\text{l}}{0.84485\text{g}} \right) \times 10\text{h} = 360975.74341 \text{ CO}_2$$

El mismo procedimiento se utilizó para calcular las emisiones de dióxido de carbono, a la cual opera actualmente el hotel.

b. Cogeneración: Según el catálogo con las especificaciones del generador de motor diesel seleccionado, indica que las emisiones de CO<sub>2</sub> al ambiente es de 0.37 g/hp.h y conociendo los kVa a los que trabaja el generador de motor diesel y la densidad del dióxido de carbono a una temperatura de 516.1°C, se obtiene los litros de dióxido de carbono producidos por el motor (Poling *et al.*, 2008: 2-240). Se asume que el motor trabajará 12 horas al día.

$$500kVA \left( \frac{0.8kWA}{1kVA} \right) \left( \frac{1.360hp}{1kW_a} \right) = 544hp$$

$$CO_{2_{cogeneración}} = 544hp \left( \frac{0.37g}{hp.hr} \right) \times \left( \frac{1l}{0.680757g} \right) 12h = 3548.0501 \text{ _ CO}_2$$

## D. Datos calculados

A continuación se presentan los datos obtenidos para el balance de masa y energía del hotel.

**Tabla 32: Balance de masa y energía del hotel**

		Caldera	
Entrada	Diesel	60.4789 kg/h	1048.8853 kJ/h
	Aire	82.196123 kg/h	184383.7473 kJ/h
	Agua 70°C	41.8167 kg/h	12245.6024 kJ/h
Salida	Condensados 55°C	17.7464 kg/h	4083.2691 kJ/h
	Vapor	60.4789 kg/h	40836.5628 kJ/h
	de chimenea	1.2220 kg/h	364.5480 kJ/h
		Intercambiador de calor	
Entrada	Vapor	60.4789 kg/h	40836.5628 kJ/h
	Agua 22°C	8974.6831 kg/h	827115.7692 kJ/h
Salida	Condesados	41.4082 kg/h	40816.0627 kJ/h
	Agua 95°C	8668.7034 kg/h	3448410.252 kJ/h
		Tanque de condensados	
Entrada	Condensados 55°C	17.7464 kg/h	4083.2691 kJ/h
Salida	Agua 70°C	41.8167 kg/h	12245.6024 kJ/h

Las propiedades utilizadas para el cálculo del balance y masa del economizador, son los mismos que se utilizaron para el balance de masa y energía del hotel. A continuación se presentan otras las propiedades que fueron utilizadas para los cálculos del economizador (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2),

**Tabla 33: Propiedades del economizador**

Balance de masa	Densidad del agua a 70°C	977.79 kg/m <sup>3</sup>
	Densidad del agua a 90°C	965.34 kg/m <sup>3</sup>
Balance de energía	Entalpía del agua a 70°C	292.84 kJ/kg
	Entalpía del agua a 90°C	376.76 kJ/kg

Los datos obtenidos para el balance y masa del economizador, son los siguientes:

**Tabla 34: Balance de masa y energía del economizador**

Caldera			
Entrada	Diesel	23.3096kg/h	1013.1820kJ/h
	Aire	82.196123 kg/h	184383.7473 kJ/h
	Agua 90°C	17.3761kg/h	6546.6194 kJ/h
Salida	Condensados 55°C	17.7464 kg/h	4083.2691 kJ/h
	Vapor	60.4789 kg/h	40836.5628 kJ/h
	Gases de chimenea	1.2220 kg/h	364.5480 kJ/h
Intercambiador de calor			
Entrada	Vapor	60.4789 kg/h	40836.5628 kJ/h
	Agua 22°C	8974.6831 kg/h	827115.7692 kJ/h
Salida	Condesados	41.4082 kg/h	40816.0627 kJ/h
	Agua 95°C	8668.7034 kg/h	3448410.252 kJ/h
Tanque de condensados			
Entrada	Condensados 55°C	17.7464 kg/h	4083.2691 kJ/h
Salida	Agua 70°C	41.8167 kg/h	12245.6024 kJ/h
Intercambiador de calor propuesto			
Entrada	Agua 70°C	17.6002 kg/h	5154.0426 kJ/h
Salida	Agua 90°C	17.3761 kg/h	6546.6194 kJ/h

Las propiedades utilizadas para la cogeneración son las siguientes (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2),

**Tabla 35: Propiedades utilizadas para el balance de masa y energía de la cogeneración**

Balance de masa	Motor	Flujo de diesel	58.0 l/h
		Densidad promedio del diesel	850 kg/m <sup>3</sup>
		Densidad del aire a 22°C	1.1972 kg/m <sup>3</sup>
	Intercambiador propuesto	Capacidad de tubería 4'' , material acero , de cédula 40	39.6 galones/min
		Entalpía del agua a 22°C	92.161kJ/kg
		Entalpía del agua a 95°C	397.80kJ/kg
		Densidad aire 250°C	0.0767 kg/m <sup>3</sup>
Balance de energía	Motor	Poder calorífico del diesel	43.4663 kJ/kg
		Entalpía del aire a 519.1°C	813.456 kJ/kg
		Entalpía del aire 22°C	295.17 kJ/kg
	Intercambiador propuesto	Entalpía del agua a 22°C	92.161 kJ/kg
		Entalpía del agua a 95°C	397.80 kJ/kg
		Entalpía del aire,250°C	18.9361kJ/kg

Los datos obtenidos para el balance de masa y energía son lo siguientes,

**Tabla 36: Balance de masa y energía de cogeneración**

	Motor		
Entrada	Diesel	49.3 kg/h	3018.5172 kJ/h
	Aire	2205.2424 kg/h	650921.3992 kJ/h
Salida	Gases de chimenea	3495.3510 kg/h	
	Intercambiador de calor propuesto		
Entrada	Agua 22°C	8974.6831 kg/h	827115.7692 kJ/h
Salida	Agua 95°C	8668.7034 kg/h	3448410.252 kJ/h
	Gases 250°C	393.9666 kg/h	7460.2098 kJ/h

A continuación se presentan las propiedades utilizadas para el diseño del intercambiador para la cogeneración y regeneración propuesta.

**Tabla 37: Propiedades utilizadas para el diseño de intercambiadores de calor**

	95°C	90°C
Calor específico (J/kg K)	4211.0880	4208.2302
Calor fusión (J/g)	305.5233	84.0116
Viscosidad (m <sup>2</sup> /s)	0.0000	0.0000
Densidad del agua (kg/m <sup>3</sup> )	961.9100	965.3400
Conductividad térmica (W/mK)	0.6778	0.0675
Coefficiente de expansión volumétrica (K <sup>-1</sup> )	0.0007	0.0007
Diámetro ( m )	0.0159	0.0095
Flujo (kg/s)	2.4930	0.0049
Diferencial de temperaturas (°C)	73.0000	20.0000
Gravedad (m <sup>2</sup> /s)	9.8100	9.8100
T <sub>2</sub>	519.1	160
T <sub>1</sub>	95	90
▲ T	424.1000	70.0000

Los datos calculados para el diseño de los intercambiadores de calor, fueron los siguientes,

**Tabla 38: Datos calculados intercambiadores de calor**

	Cogeneración	Regeneración
Q (W)	1528041.2809	822.2040
$\mu$ (kg/ms)	0.0003	0.0003
P <sub>r</sub>	1.7630	19.6198
R <sub>ad</sub>	243793406.2341	76138658.5367
Nu	105.5284	73.3988
H <sub>0</sub> (W/m <sup>2</sup> K)	4505.6453	520.1492
L(m)	29.9172	0.7850
L sobredimensionado	39.8896	1.0467

Las propiedades utilizadas para los distintos análisis termodinámicos son las siguientes (Perry, R.H. & Green, D., 2008, S.2),

**Tabla 39: Propiedades utilizadas para análisis termodinámico del hotel**

Punto	T (°C)	H (kJ)	S (kJ/K)
Entrada agua de caldera y salida de tanque de condensados	70	292.84	0.9548
Vapor de caldera	160	675.22	1.9419
Salida de intercambiador de calor y entrada de tanque de condensados	55	230.09	0.7678

**Tabla 40: Propiedades utilizadas para análisis termodinámico del economizador**

Punto	T (°C)	H (kJ)	S (kJ/K)
Entrada agua de caldera y salida de intercambiador de calor propuesto	90	376.76	1.1924
Vapor de caldera	160	675.22	1.9419
Salida de intercambiador de calor y entrada de tanque de condensados	55	230.09	0.7678
Salida de tanque de condensados y entrada de intercambiador de calor propuesto	70	292.84	0.9548

**Tabla 41: Propiedades utilizadas para el análisis termodinámico de la cogeneración**

Punto	T (°C)	H (kJ)	S (kJ/K)
Salida gases del motor	519.1	813.456	2.70712075
Entrada de agua del intercambiador propuesto	22	92.163	0.3244
Salida de agua del intercambiador propuesto	95	397.8	1.2499
Gases 250°C	250	18.9361	0.1289

A continuación se presentan los flujos másicos utilizados para los distintos análisis termodinámicos,

**Tabla 42: Flujos másicos utilizados para el análisis termodinámico del hotel**

Diesel (kg/s)	0.0067
Intercambiador de Calor (kg/s)	0.0168
Condensados intercambiador de calor (kg/s)	0.0049
Agua entrada caldera (kg/s)	0.0116
Condensados caldera (kg/s)	0.0049

**Tabla 43: Flujos másico utilizados para el análisis termodinámico del economizador**

Diesel (kg/s)	0.0065
Intercambiador de Calor (kg/s)	0.0168
Condensados intercambiador de calor (kg/s)	0.0049
Agua entrada caldera (kg/s)	0.0113
Agua entrada intercambiador propuesto (kg/s)	0.0049

**Tabla 44: Flujos másico utilizados para el análisis termodinámico de la cogeneración**

Diesel (kg/s)	0.019
Agua de entrada, 22°C (kg/s)	0.019
Agua de salida (kg/s)	1.708

Los porcentajes de exceso de aire utilizados para llevar a cabo los cálculos fueron los siguientes,

**Tabla 45: Exceso de aire empleado**

Hotel	Economizador	Cogeneración
226%	226%	114%

Las capacidades caloríficas medias y totales empleadas para el análisis termodinámico del hotel, economizador y cogeneración son las siguientes:

**Tabla 46: Capacidades caloríficas medias y totales**

	Especies químicas	$\langle C_p \rangle_H$ (J mol <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	$\langle C_p \rangle_s$ (J mol <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )
<b>Hotel y economizador</b>	CO <sub>2</sub>	41.0978	36.3719
	H <sub>2</sub> O	34.0366	33.2593
	N <sub>2</sub>	29.3302	29.4716
	O <sub>2</sub>	30.3315	29.3938
	<b>Capacidades medias totales</b>	5989.1379	5266.47252
<b>Cogeneración</b>	CO <sub>2</sub>	46.0339	41.5570
	H <sub>2</sub> O	35.8480	34.1003
	N <sub>2</sub>	30.0987	30.0462
	O <sub>2</sub>	31.7493	30.7718
	<b>Capacidades medias totales</b>	4003.8015	3699.6592

La entalpía, entropía y trabajo ideal producidos por el hotel, economizador y cogeneración son las siguientes,

**Tabla 47: Entalpía, entropía y trabajo ideal**

	$\Delta H$ (kJ)	$\Delta S$ (kJ/K)	$\dot{W}_{ideal}$ (kJ/s)
Hotel	-6701.8707	12.8613	-70.6291
Economizador	-6701.87065	12.8612827	-68.2224214
Cogeneración	-5532.12593	14.3692819	-189.3596811

A continuación se presentan la entropía y el trabajo perdido para el hotel, economizador y cogeneración

**Tabla 48: Entropía y trabajo perdido del hotel**

	kW/K	Porcentaje $\sum \dot{S}_G$		$T_G$ (°K)	$\dot{W}_{perdido}$ (kW)
$\dot{S}_G$ (caldera)	0.0977	89.6403	$W_{perdido\_caldera}$	298.15	29.1230
$\dot{S}_G$ (intercambiador de calor)	0.0094	8.6678	$W_{perdido\_intercambiador}$	298.15	2.8161
$\dot{S}_G$ (tanque de condensados)	0.0018	1.6919	$W_{perdido\_tanque\_condensados}$	298.15	0.5497
$\sum \dot{S}_G$	0.1090	100.0000	$\sum W_{perdido}$	32.4887	

**Tabla 49: Entropía y trabajo perdido del economizador**

	kW/K	Porcentaje $\sum \dot{S}_G$		$T_G$ (°K)	$\dot{W}_{perdido}$ (kW)
$\dot{S}_G$ (caldera)	0.0917	88.8403	$W_{perdido\_caldera}$	298.15	27.3452
$\dot{S}_G$ (intercambiador de calor)	0.0094	9.1489	$W_{perdido\_intercambiador}$	298.15	2.8160
$\dot{S}_G$ (Tanque condensados)	0.0009	0.8856	$W_{perdido\_tanque\_condensados}$	298.15	0.2725
$\dot{S}_G$ (intercambiador de calor propuesto)	0.0012	1.1252	$W_{perdido\_intercambiador\_propuesto}$	298.15	0.3463
$\sum \dot{S}_G$	0.1032	100.0000	$\sum W_{perdido}$	30.78024	

**Tabla 50: Entropía y trabajo perdido de la cogeneración**

	kW/K	Porcentaje $\sum \dot{S}_G$		$T_G$ (°K)	$\dot{W}_{perdido}$ (kW)
$\dot{S}_G$ (motor)	0.2772	87.1509	$W_{caldera}$	298.15	82.6434
$\dot{S}_G$ (intercambiador de calor)	0.0409	12.8491	$W_{int\ intercambiador}$	298.15	12.1845
$\sum \dot{S}_G$	0.3181	100.0000	$\sum W_{perdido}$		94.8279

El trabajo producido por el hotel, economizador y la cogeneración, son los siguientes:

**Tabla 51: Trabajo producido**

	$\dot{W}_s$ (kW)	Porcentaje de $W_{ideal}$
<b>Hotel</b>	94.5317	54.0009
<b>Regeneración</b>	37.4422	55.1625
<b>Cogeneración</b>	419.0369	49.9218

El consumo de diesel del hotel, economizador y la cogeneración, son los siguientes:

**Tabla 52: Consumo de diesel**

	Operación (h)	gal/d	l/d	Precio diesel (\$/gal)	Cambio (\$/Q)	Costo (Q)
<b>Hotel</b>	10	75.0000	283.9050	2.775	8.3112	1729.7685
<b>Economizador</b>	10	72.4443	274.2305	2.775	8.3112	1670.8239
<b>Cogeneración</b>	12	183.6000	696.0000	2.775	8.3112	4234.4733

Las emisiones de Dióxido de Carbono del hotel, economizador y la cogeneración, son los siguientes:

**Tabla 53: Emisiones de Dióxido de Carbono**

<b>Hotel(l_CO<sub>2</sub>/d)</b>	373708.7546
<b>Regeneración (l_CO<sub>2</sub>/d)</b>	360974.0344
<b>Cogeneración (l_CO<sub>2</sub>/d)</b>	3548.050

A continuación se muestra el consumo de energía eléctrica del hotel, economizador y la cogeneración. La tasa de cambio utilizada es la del 07 de octubre de 2009, según el Banco de Guatemala.

**Tabla 54: Consumo de energía eléctrica**



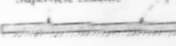
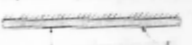



	<b>Consumo electricidad</b>		<b>Costo kW (\$)</b>	<b>Cambio (\$/Q)</b>	<b>Costo (Q)</b>
<b>Hotel</b>	130000	kWh	0.19	8.3506	206258.8320
<b>Regeneración</b>	130000	kWh	0.19	8.3506	206258.8320
<b>Cogeneración</b>	32500	kWh	0.19	8.3506	51564.7080

## **XIV. Anexos**

## Anexo A:

Ilustración 5: Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt

Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies

Configuración geométrica	Longitud característica $L_c$	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	$L$	$10^4 - 10^9$ $10^2 - 10^{12}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra^{1/4}$ (8.1) $Nu = 0.1Ra^{1/3}$ (8.2) $Nu = \left[ 0.825 + \frac{0.387Ra^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{1/4}]^{1/4}} \right]^2$ (8.3) (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	$L$		Utilícense las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente. Reemplácese $g$ por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^8$
Placa horizontal a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría) 	$A_c/p$	$10^2 - 10^7$ $10^2 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra^{1/4}$ (8.2) $Nu = 0.15Ra^{1/3}$ (8.2)
b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra^{1/4}$ (8.3)
Cilindro vertical 	$L$		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr^{1/4}}$
Cilindro horizontal 	$D$	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left[ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.559/Pr)^{1/4}]^{1/4}} \right]^2$ (8.3)
Esfera 	$D$	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{1/4}]^{1/4}}$ (8.3)

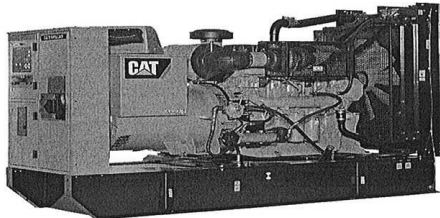
**Anexo B:****DIESEL GENERATOR SET****CATERPILLAR®**

Image shown may not reflect actual package.

**STANDBY**

**400 ekW 500 kVA  
60 Hz 1800 rpm 480 Volts**

Caterpillar is leading the power generation marketplace with Power Solutions engineered to deliver unmatched flexibility, expandability, reliability, and cost-effectiveness.

**FEATURES****FUEL/EMISSIONS STRATEGY**

- Low fuel consumption

**DESIGN CRITERIA**

- The generator set accepts 100% rated load in one step per NFPA 110 and meets ISO 8528-5 transient response.

**UL 2200**

- UL 2200 listed packages available. Certain restrictions may apply. Consult with your Caterpillar Dealer.

**FULL RANGE OF ATTACHMENTS**

- Wide range of bolt-on system expansion attachments, factory designed and tested
- Flexible packaging options for easy and cost effective installation

**SINGLE-SOURCE SUPPLIER**

- Fully prototype tested with certified torsional vibration analysis available

**WORLDWIDE PRODUCT SUPPORT**

- Caterpillar® dealers provide extensive post sale support including maintenance and repair agreements
- Caterpillar dealers have over 1,600 dealer branch stores operating in 200 countries
- The Cat® S·O·S<sup>SM</sup> program cost effectively detects internal engine component condition, even the presence of unwanted fluids and combustion by-products

**CAT® C15 ATAAC DIESEL ENGINE**

- Utilizes ACERT™ Technology
- Reliable, rugged, durable design
- Field-proven in thousands of applications worldwide
- Four-stroke diesel engine combines consistent performance and excellent fuel economy with minimum weight
- Electronic engine control

**CAT GENERATOR**

- Matched to the performance and output characteristics of Caterpillar engines
- Load adjustment module provides engine relief upon load impact and improves load acceptance and recovery time
- UL 1446 Recognized Class H insulation

**CAT EMCP 3 SERIES CONTROL PANELS**

- Simple user friendly interface and navigation
- Scalable system to meet a wide range of customer needs
- Integrated Control System and Communications Gateway

**STANDBY 400 ekW 500 kVA**

60 Hz 1800 rpm 480 Volts

**FACTORY INSTALLED STANDARD & OPTIONAL EQUIPMENT**

<b>System</b>	<b>Standard</b>	<b>Optional</b>
Air Inlet	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Light Duty Air filter</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Canister Style Air Cleaners</li> <li>• Air Cleaner - single stage</li> <li>• Dual element</li> <li>• Heavy duty</li> </ul>
Cooling	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Radiator package mounted(60°C)</li> <li>• Coolant drain line with valve terminated at edge of base</li> <li>• Fan and belt guards</li> <li>• Coolant level sight gauge</li> <li>• Caterpillar Extended Life Coolant</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Radiator removal</li> <li>• Radiator duct flange &amp; guard</li> </ul>
Exhaust	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dry exhaust manifold</li> <li>• Flanged faced outlets</li> <li>• Stainless Steel Flex with split-cuff connection</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mufflers</li> <li>• Manifold &amp; Turbocharger guards</li> <li>• Elbows</li> </ul>
Fuel	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Primary fuel filter with integral water separator</li> <li>• Secondary fuel filters</li> <li>• Fuel priming pump</li> <li>• Engine fuel transfer pump</li> <li>• Flex fuel lines</li> <li>• Fuel cooler*</li> <li>*Not included with packages without radiators</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Integral UL listed fuel tank base</li> <li>• Manual transfer pump</li> <li>• Fuel level switch</li> </ul>
Generator	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Class H insulation</li> <li>• R448 voltage regulator with load adjustment module</li> <li>• IP23 Protection</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• CDVR with KVAR/PF control</li> <li>• Oversize and premium generators</li> <li>• Bearing/Stator temperature detection (premium generator)</li> <li>• 3 phase sensing</li> <li>• Anti-condensation space heaters</li> <li>• Cable access box</li> <li>• Reactive droop</li> </ul>
Power Termination	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Power Terminator Strips Mounted inside Power Center</li> <li>• Segregated low voltage wiring panel</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Circuit breakers, UL listed, 3 pole</li> <li>• Circuit breakers, IEC compliant, 3 pole</li> <li>• Circuit breaker Shunt trip</li> <li>• Circuit breaker Auxillary contact</li> <li>• Top &amp; bottom power cable entry</li> <li>• Floor standing UL breakers</li> </ul>
Governor	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ADEM™A4</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Load share module</li> </ul>
Control Panels	<ul style="list-style-type: none"> <li>• EMCP 3.1 (rear mounted)</li> <li>• Speed adjust</li> <li>• Emergency stop pushbutton</li> <li>• Voltage adjust</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• EMCP 3.2 &amp; EMCP 3.3 (can be RH mounted)</li> <li>• Local annunciator modules (NFPA 99/110)</li> <li>• Remote annunciator modules (NFPA 99/110)</li> <li>• Discrete I/O module</li> </ul>
Lube	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Lubricating oil and filter</li> <li>• Oil drain line with valves</li> <li>• Fumes disposal</li> <li>• Gear type lube oil pump</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manual sump pump</li> </ul>
Starting/Charging	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 24 volt starting motor</li> <li>• Battery with rack and cables (dry)</li> <li>• 45 amp charging alternator</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Jacket water heater with shut off valves</li> <li>• Block heater</li> <li>• Ether starting aids</li> <li>• Battery disconnect switch</li> <li>• Battery chargers ( 5 &amp; 10 amp)</li> <li>• Oversized batteries</li> </ul>
General	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Paint - Caterpillar yellow except rails and radiators gloss black</li> <li>• Flywheel and flywheel housing - SAE No.1</li> </ul>	

## STANDBY 400 ekW 500 kVA

60 Hz 1800 rpm 480 Volts



### SPECIFICATIONS

#### CAT GENERATOR

Frame size.....	LC6114B
Excitation.....	Self Excitation
Pitch.....	0.6667
Number of poles.....	4
Number of bearings.....	Single Bearing
Number of Leads.....	12
Insulation.....	UL 1446 Recognized Class H with tropicalization and antiabrasion
- Consult your Caterpillar dealer for available voltages	
IP Rating.....	IP23
Alignment.....	Pilot Shaft
Overspeed capability.....	125% of rated
Wave form Deviation (Line to Line).....	2%
Voltage regulator.....	Single phase sensing with selectable volts/Hz
Voltage regulation.....	Less than +/- 1/2% (steady state)
Less than +/- 1/2% (w/ 3% speed change)	
Telephone influence factor.....	Less than 50
Harmonic Distortion.....	Less than 5%

#### CAT DIESEL ENGINE

C15 ATAAC, L-6, 4-stroke water-cooled diesel	
Bore.....	137.20 mm (5.4 in)
Stroke.....	171.40 mm (6.75 in)
Displacement.....	15.20 L (927.56 in <sup>3</sup> )
Compression Ratio.....	16.1:1
Aspiration.....	ATAAC
Fuel System.....	MEUI
Governor Type.....	Caterpillar ADEM control system

#### CAT EMCP 3 CONTROL PANELS

- EMCP 3.1 (Standard)
- EMCP 3.2 / EMCP 3.3 (Option)
- Single location customer connector point
- True RMS metering, 3-phase
- Controls
  - Run / Auto / Stop control
  - Speed Adjust
  - Voltage Adjust
  - Emergency Stop Pushbutton
  - Engine cycle crank
- Digital Indication for:
  - RPM
  - Operating hours
  - Oil Pressure
  - Coolant temperature
  - System DC volts
  - L-L volts, L-N volts, phase amps, Hz
  - ekW, kVA, kVAR, kW-hr, %kW, PF (EMCP 3.2 / 3.3)
- Shutdowns with common indicating light for:
  - Low oil pressure
  - High coolant temperature
  - Low coolant level
  - Overspeed
  - Emergency stop
  - Failure to start (overcrank)
- Programmable protective relaying functions: (EMCP 3.2 & 3.3)
  - Under and over voltage
  - Under and over frequency
  - Overcurrent (time and inverse time)
  - Reverse power (EMCP 3.3)
- MODBUS isolated data link, RS-485 half-duplex (EMCP 3.2 & 3.3)
- Options
  - Vandal door
  - Local annunciator module
  - Remote annunciator module
  - Input / Output module
  - RTD / Thermocouple Modules
  - Monitoring software

**STANDBY 400 ekW 500 kVA**

60 Hz 1800 rpm 480 Volts

**TECHNICAL DATA**

Open Generator Set - - 1800 rpm/60 Hz/480 Volts	DM8161	
<b>Low BSFC</b>		
<b>Generator Set Package Performance</b>		
Genset Power rating @ 0.8 pf	500 kVA	
Genset Power rating with fan	400 ekW	
<b>Fuel Consumption</b>		
100% load with fan	107.5 L/hr	28.4 Gal/hr
75% load with fan	81.7 L/hr	21.6 Gal/hr
50% load with fan	58.0 L/hr	15.3 Gal/hr
<b>Cooling System<sup>1</sup></b>		
Air flow restriction (system)	0.12 kPa	0.48 in. water
Air flow (max @ rated speed for radiator arrangement)	720 m <sup>3</sup> /min	25427 cfm
Engine Coolant capacity with radiator/exp. tank	57.8 L	15.3 gal
Engine coolant capacity	20.8 L	5.5 gal
Radiator coolant capacity	37.0 L	9.8 gal
<b>Inlet Air</b>		
Combustion air inlet flow rate	30.7 m <sup>3</sup> /min	1084.2 cfm
<b>Exhaust System</b>		
Exhaust stack gas temperature	519.1 °C	966.4 °F
Exhaust gas flow rate	85.6 m <sup>3</sup> /min	3022.9 cfm
Exhaust flange size (internal diameter)	152.4 mm	6.0 in
Exhaust system backpressure (maximum allowable)	6.8 kPa	27.3 in. water
<b>Heat Rejection</b>		
Heat rejection to coolant (total)	171 kW	9725 Btu/min
Heat rejection to exhaust (total)	400 kW	22748 Btu/min
Heat rejection to atmosphere from engine	50 kW	2843 Btu/min
Heat rejection to atmosphere from generator	29.2 kW	1660.6 Btu/min
<b>Alternator<sup>2</sup></b>		
Motor starting capability @ 30% voltage dip	880 skVA	
Frame	LC6114B	
Temperature Rise	150 °C	270 °F
<b>Emissions (Nominal)<sup>3</sup></b>		
NOx g/hp-hr	6.83 g/hp-hr	
CO g/hp-hr	.37 g/hp-hr	
HC g/hp-hr	.01 g/hp-hr	
PM g/hp-hr	.055 g/hp-hr	

<sup>1</sup> For ambient and altitude capabilities consult your Caterpillar dealer. Air flow restriction (system) is added to existing restriction from factory.

<sup>2</sup> Generator temperature rise is based on a 40° C (104° F) ambient per NEMA MG1-32.

<sup>3</sup> Emissions data measurement procedures are consistent with those described in EPA CFR 40 Part 89, Subpart D & E and ISO8178-1 for measuring HC, CO, PM, NOx. Data shown is based on steady state operating conditions of 77°F, 28.42 in HG and number 2 diesel fuel with 35° API and LHV of 18,390 btu/lb. The nominal emissions data shown is subject to instrumentation, measurement, facility and engine to engine variations. Emissions data is based on 100% load and thus cannot be used to compare to EPA regulations which use values based on a weighted cycle.

## STANDBY 400 eKW 500 kVA

60 Hz 1800 rpm 480 Volts



### RATING DEFINITIONS AND CONDITIONS

---

**Meets or Exceeds International Specifications:** AS1359, CSA, IEC60034-1, ISO3046, ISO8528, NEMA MG 1-22, NEMA MG 1-33, UL508A, 72/23/EEC, 98/37/EC, 2004/108/EC

**Standby** - Output available with varying load for the duration of the interruption of the normal source power. Average power output is 70% of the standby power rating. Typical operation is 200 hours per year, with maximum expected usage of 500 hours per year. Standby power in accordance with ISO8528. Fuel stop power in accordance with ISO3046. Standby ambients shown indicate ambient temperature at 100% load which results in a coolant top tank temperature just below the shutdown temperature.

**Ratings** are based on SAE J1349 standard conditions. These ratings also apply at ISO3046 standard conditions. **Fuel rates** are based on fuel oil of 35° API [16° C (60° F)] gravity having an LHV of 42 780 kJ/kg (18,390 Btu/lb) when used at 29° C (85° F) and weighing 838.9 g/liter (7.001 lbs/U.S. gal.). Additional ratings may be available for specific customer requirements, contact your Caterpillar representative for details. For information regarding Low Sulfur fuel and Biodiesel capability, please consult your Caterpillar dealer.

**STANDBY 400 kW 500 kVA**

60 Hz 1800 rpm 480 Volts

**DIMENSIONS**

---

Package Dimensions		
Length	3775.1 mm	148.63 in
Width	1110.0 mm	43.7 in
Height	2091.0 mm	82.32 in
Weight	3615 kg	7,970 lb

NOTE: For reference only - do not use for installation design. Please contact your local dealer for exact weight and dimensions. (General Dimension Drawing #2781046).

Performance No.: DM8161

Feature Code: C15DE9B

Gen. Arr. Number: 2351203

Source: U.S. Sourced

May 04 2009

14168339

[www.CAT-ElectricPower.com](http://www.CAT-ElectricPower.com)© 2009 Caterpillar  
All rights reserved.Materials and specifications are subject to change without notice.  
The International System of Units (SI) is used in this publication.

CAT, CATERPILLAR, SAFETY.CAT.COM their respective logos, "Caterpillar Yellow," and the POWER EDGE trade dress, as well as corporate and product identity used herein, are trademarks of Caterpillar and may not be used without permission.