



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA

MECÁNICA ELÉCTRICA

“Diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en planta Hayduk Puerto Malabrigo. 2018”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO

MECÁNICO ELECTRICISTA

Autor:

DIAZ CHIGNE, JUAN PABLO

Asesor:

BENGOA SEMINARIO, JUAN CARLOS

Línea de Investigación:

Generación, transmisión y distribución de energía

Trujillo – Perú

(2018)

PAGINA DEL JURADO

Título de la tesis

“diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en planta Hayduk Puerto Malabrigo. 2018”

Bachiller. Díaz Chigne, Juan Pablo

Aprobado por:

Dr. Inciso Vásquez Jorge Antonio
Presidente

Ing. Jorga Aranda Gonzales
Secretario

Ing. Juan Carlos Vengoa Seminario
Vocal

Dedicatoria

Dedico esta tesis al creador, por haberme dado la vida y permitirme lograr en esta oportunidad tan significativa la formación de mi carrera profesional. A mis padres por ser innumerable de veces el más importante pilar y contar con su apoyo e inmenso amor infinito, decirles que a pesar de nuestras distancias física siento que están siempre a mi alrededor, sé que este momento es especial tanto para ustedes como lo es para mí. A mis hermanas a quienes los quiero como madres, por brindarme momentos significativos que se volvieron históricos en mi vida y por siempre estar dispuestas a ayudarme y escucharme en los momentos más drásticos. A mi querida Ninoska porque siempre estuvo apoyándome de alguna forma, haciendo parte del equipo. A mis compañeros en general que de una u otra carcajada logramos grandes fiascos para llegar al final de esta meta.

Agradecimiento

Los resultados de esta tesis, está dedicado a mis esfuerzos que, de alguna forma, son parte de la culminación de este trabajo. Mi sincero agradecimiento está a los ingenieros docentes de esta universidad Cesar Vallejo, que forjaron y moldearon paso a paso mi conocimiento.

Agradezco muy gentilmente al ing. Raúl Paredes Rosario y al ing Juan Carlos Bengoa Seminario quienes en sus clases me brindaron el conocimiento correspondiente para lograr este trabajo.

Agradezco a todos mis compañeros que de alguna forma nos brindaros un apoyo mutuo para poder llegar a la meta.

Agradezco a mi profesor de curso por haberme tenido la paciencia y saber entender mis problemas que se daban día a día.

A mis familias por siempre brindarnos su apoyo, tanto sentimental, como económico.

Gracias Dios, gracias Ninoska, gracias padres y hermanos.

Declaración de Autenticidad

Yo, Díaz Chigne, Juan Pablo; con DNI 43346548, en cumplimiento de del reglamento de grado y Títulos de la Universidad Cesar Vallejo, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Facultad de Ingeniería, dejo ante juramento que la documentación del presente estudio es auténtico y veraz.

Me someto a las normas académicas de la universidad y con toda responsabilidad ante cualquier falsedad, omisión u ocultamiento en los documentos de información aportada.

Trujillo, junio 2018

Díaz Chigne, Juan Pablo

PRESENTACIÓN

Trujillo, junio del 2018

Señores del Jurado:

Presento, ante ustedes la Tesis titulada “Dimensionamiento de calentador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en planta Hayduk puerto Malabrigo” en cumplimiento del reglamento de grados y títulos de la Universidad Cesar Vallejo, la cual me someto a su consideración y con la esperanza que cumpla con la aprobación respectiva para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista.

Juan Pablo Diaz Chigne.

ÍNDICE

I.	INTRODUCCIÓN	14
1.1.	Realidad problemática	14
1.2.	Formulación del problema.....	18
1.3.	Trabajos previos	18
1.4.	Teoría relacionada al tema.....	22
1.4.1.	Motor de combustión interna a presión constante motor Diesel.....	22
1.4.2.	Mecanismos de transferencia de calor	25
1.4.3.	Intercambiadores de calor	26
1.4.4.	Calculo de intercambiadores	33
1.4.5.	Análisis de calor o balance térmico.....	38
1.4.6.	Coeficiente de transferencia térmica global en intercambiadores de calor sin contacto directo.....	41
1.4.7.	Intercambiadores de calor calculo térmico. método de la LMTD.....	45
1.4.8.	Coeficiente de transmisión de calor del interior de los tubos del intercambiador de cuatro pasos.....	46
1.4.8.2.	Para tubos alternados	48
1.4.9.	Diseño económico de un intercambiador de calor	50
1.4.10.	Clasificación de costos de producción:	51
1.4.11.	Definición de términos importantes	52
1.5.	Justificación del estudio.....	54
1.6.	Hipótesis	55
1.7.	Objetivos.....	55
1.7.1.	General.	55
1.7.2.	Específico.	55
II.	MÉTODO.....	56
2.1.	Diseño de investigación.....	56
2.2.	Variables operacionales	56
2.2.1.	Variable independiente.....	56
2.2.2.	Variable dependiente.....	56
2.2.3.	Variable interviniente	56
2.2.4.	Operacionalización de variables.....	57
2.3.	Población y muestra.....	58
2.3.1.	Población.....	58
2.3.2.	Muestra.....	58
2.4.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.	58
2.5.	Métodos de análisis de datos	58

2.6. Aspecto ético	58
III. RESULTADOS	59
3.1. Balance de energía y masa del grupo electrógeno Diesel, estableciendo la potencia térmica recuperable y aprovechable, en kilowatt	59
3.1.1. Balance de masa y energía en el intercambiador de agua a caldera por gases de escape de grupos electrógenos.	59
3.2. Dimensionamiento del calentador tubular de agua por gases residuales.....	62
3.2.1. Cálculo de temperatura media logarítmica en intercambiador, T_m	64
3.2.2. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	64
3.2.3. Cálculo del coeficiente de convección interna:	65
3.2.4. Flujo unitario de agua de caldera en tubo:	65
3.2.5. Número de tubos de intercambiador de calor por gases de escape.	66
3.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externa.....	67
3.3.1. Para tubos alternados:.....	67
3.4. Determinación del diámetro entrada de los gases residuales de combustión al intercambiador:.....	74
3.4.1. Flujo de combustible actual quemado en caldera.....	79
3.5. Análisis económico: inversiones, costos de operación y mantenimiento, beneficios económicos por reducción de consumo de combustible.	80
3.5.1. Inversiones	81
3.5.1. Estructura de inversión y Préstamo bancario	82
3.5.2. Plan de pagos del préstamo bancario	82
3.6. Análisis financiero: Preparación del flujo de caja proyectado, determinando los indicadores VAN, TIR, PRI	83
3.6.1. Cálculo del beneficio económico bruto.....	83
3.7. Análisis financiero: Preparación del flujo de caja proyectado, determinando los indicadores Valor actual neto VAN, Tasa interna de retorno TIR, y período de retorno de la inversión PRI	84
3.7.1. Flujo de caja	84
3.7.1. Indicadores financieros	84
3.7.2. Análisis de impacto medio ambiental por implementar sistema de recuperación de masa y calor en el sistema de generación de vapor.....	85
IV. DISCUSIÓN.....	89
V. CONCLUSIÓN	91
VI. RECOMENDACIONES	93
VII. REFERENCIAS	94
ANEXOS.....	96

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA I.1: 1DIAGRAMA BÁSICO DEL CICLO COMBINADO (ABB EN PERÚ, 2011).....	15
FIGURA I.2: ESQUEMA REFERENCIAL DE CÓMO SE ENCUENTRA HOY EN DÍA LA PLANTA HAYDUK. ...	20
FIGURA I.3: CICLO DEL MOTOR DIESEL, IDEAL Y DIAGRAMA DEL CICLO REAL DEL MOTOR DIESEL.	23
FIGURA I.4: COMPONENTES DE UN MOTOR TÉRMICO ALTERNATIVO (MEGANEBOY, 2014)	25
FIGURA I.5: TRANSFERENCIA DE CALOR DE UNA SUPERFICIE CALIENTE Δx (YUNUS A. & AFSHIN J., 2011).....	26
FIGURA I.6: INTERCAMBIADOR DE CALOR EN EQUICORRIENTE (PAREDES ROSARIO , 2013).....	27
FIGURA I.7: RÉGIMEN DE FLUJO CONTRAFLUJO Y PERFIL DE TEMPERATURA ASOCIADO EN UN INTERCAMBIADOR CON FUENTE (YUNUS A. & AFSHIN J., 2011)	27
FIGURA I.8: INTERCAMBIADOR DE CALOR CON FLUJO EN CRUZ (PAREDES ROSARIO , 2013).....	28
FIGURA I.9: INTERCAMBIADORES DE FLUJOS CRUZADOS	30
FIGURA I.10 FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LMTD PARA UN INTERCAMBIADOR EN CONTRACORRIENTE (1 – 2) O UN MÚLTIPLO PAR DE PASOS DE TUBOS	30
FIGURA I.11: RÉGIMEN DE FLUJO, LAMINAR (DERECHO) TURBULENTO (IZQUIERDO)	35
FIGURA I.12: DIÁMETRO DE DOS TUBOS CONCÉNTRICOS EN SECCIÓN ANULAR.	38
FIGURA I.13: TRANSMISIÓN DE CALOR ENTRE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN Y EL AGUA DE UNA CALDERA CON INCRUSTACIONES CALCÁREAS. (FERNÁNDEZ DÍEZ, 2000)	43
FIGURA I.14: FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA (LMTD) PARA UN INTERCAMBIADOR DE FLUJOS CRUZADOS, CON MEZCLA DE UN FLUIDO EN LA PARTE DE LA CARCASA Y SIN MEZCLA DEL OTRO FLUIDO, Y UN PASO DE TUBOS FUENTE (FERNÁNDEZ DÍEZ, 2000).....	45
FIGURA I.15: CONFIGURACIONES BÁSICAS DE LOS TUBOS EN UN HAZ. FUENTE: (BIRD, 2006)	47
FIGURA I.16: DISPOSICIÓN DE TUBOS EN TRES BOLILLOS. FUENTE: (YUNUS A. & AFSHIN J., 2011) .	47
FIGURA I.17: VISTA FRONTAL DE TUBOS. FUENTE: (YUNUS A. & AFSHIN J., 2011)	48
FIGURA I.18: DISPOSICIÓN DE TUBOS DE CALENTADOR DE AGUA POR GASES, EN ESCALONADO.	50
FIGURA II.1: VARIABLES OPERACIONALES. FUENTE PROPIA	57
FIGURA III.1:GRUPO ELECTRÓGENO MODASA, PLANTA HAYDUK.....	59
FIGURA III.2: BALANCE DE ENERGÍA EN CALENTADOR DE AGUA A CALDERA POR GASES RESIDUALES. ELABORACIÓN PROPIA	60
FIGURA III.3 TEMPERATURAS ENTRADA Y SALIDA DE AGUA Y GASES DE COMBUSTIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR. FUENTE PROPIA	62
FIGURA III.4 PARÁMETROS DEL BALANCE DE ENERGÍA A CALDERA, HAYDUK. ELABORACIÓN PROPIA	63
FIGURA III.5: FUENTE DISEÑO PROPIO SE VE EL TUBO ALETEADO, DE PRIMERA COLUMNA DEL INTERCAMBIADOR.....	72
FIGURA III.6 VISTA FRONTAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR POR GASES RESIDUALES EN HAYDUK	72
FIGURA III.7 VISTA SUPERIOR DE INTERCAMBIADOR DE CALOR POR GASES RESIDUALES EN HAYDUK	72
FIGURA III.8: DISPOSICIÓN DE TUBERÍA DE GAS CALIENTE, 430 °C DEL GRUPO ELECTRÓGENO A CALENTADOR DE AGUA.	75
FIGURA III.9: DISPOSICIÓN DE TUBERÍAS DE AGUA Y GASES EN INTERCAMBIADOR RECUPERADOR DE CALOR EN PLANTA HAYDUK PUERTO MALABRIGO.....	78

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA I-1: PROPIEDADES DE MATERIALES PARA FABRICACIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO	33
TABLA I-2: NUMERO DE NUSSELT PARA FLUJO LAMINAR EN ESPACIO ANULAR FUENTE (YUNUS A. & AFSHIN J., 2011)	38
TABLA I-3: VALORES ORIENTATIVOS DEL COEFICIENTE GLOBAL DE INTERCAMBIO DE CALOR K PARA APARATOS TUBULARES EN FUNCIÓN DE LA NATURALEZA DE LOS FLUIDOS QUE CIRCULAN POR ELLOS.	45
TABLA I-4: COEFICIENTE DE CONVECCIÓN.....	49
TABLA I-5: COEFICIENTE DE CORRECCIÓN; FUENTE: (PAREDES ROSARIO , 2013).....	49
TABLA I-6: PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN A P = 101325 PA, CON COMPOSICIÓN VOLÚMICA DE LOS GASES C02 =13%; H2O=11%; N2 = 76%	49
TABLA III-1: ESPECIFICACIONES NOMINALES	59
TABLA III-2: DIMENSIONAMIENTO DE TUBO DE ACERO INOXIDABLE CEDULA 10s,304-L	65
TABLA III-3: TUBOS DE ACERO SIN COSTURA ASTM A-53 GRADO B / ASTM A-106 / API 5L	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA III-4: PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN A P = 101325 PA, CON COMPOSICIÓN VOLÚMICA DE LOS GASES C02 =13%; H2O=11%; N2 = 76% ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
TABLA III-5: PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN A P = 101325 PA, CON COMPOSICIÓN VOLÚMICA DE LOS GASES C02 =13%; H2O=11%; N2 = 76%. FUENTE: ANEXO 011	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA III-6: TUBOS DE ACERO SIN COSTURA ASTM A-53 GRADO B / ASTM A-106 / API 5L	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA III-7: INVERSIONES PARA FABRICACIÓN DE CALENTADOR EN BANCO DE TUBOS DE AGUA PARA CALDERA POR GASES RESIDUALES DE GRUPO ELECTRÓGENO EN HAYDUK PUERTO MALABRIGO	81
TABLA III-8: INVERSIÓN Y PRÉSTAMO BANCARIO.	82
TABLA III-9: PLAN DE PAGOS MENSUALES DEL PRÉSTAMO BANCARIO	82
TABLA III-10: FLUJO DE CAJA FINANCIERO INVERSIÓN Y FABRICACIÓN DEL INTERCAMBIADOR.....	84
TABLA III-11: MASA Y N°- DE MOLES DE COMPONENTES DEL PETRÓLEO RESIDUAL 6, EN BASE 100. FUENTE: PROPIA	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA III-12: REDUCCIÓN PORCENTUAL DE EMISIONES DE GASES DE COMBUSTIÓN. ..	88

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 0-1: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL GRUPO ELECTRÓGENO	96
ANEXO 0-2: DIMENSIONAMIENTO DE TUBOS DE ACERO INOXIDABLE CEDULA 10s, 304-L	97
ANEXO 0-3: DIMENSIONAMIENTO DE TUBOS DE ACERO INOXIDABLE CEDULA 10s, 304-L	98
ANEXO 0-4: FACTORES DE RESISTENCIA POR ENSUCIAMIENTO NORMALES, FUENTE: (FERNÁNDEZ DÍEZ, 2000)	99
ANEXO 0-5: PODER CALORÍFICO DE PETRÓLEO R-6	99
ANEXO 0-6: PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS DEL DIESEL R6. FUENTE (REPSOL, 2018)	101
ANEXO 0-7: TABLA DE TEMPERATURAS DE AGUA SATURADA. FUENTE: (YUNUS A. & AFSHIN J., 2011).....	102
ANEXO 0-8: PROPIEDADES TÉRMICAS DEL AGUA.....	103
ANEXO 0-9: PROPIEDADES DE ALGUNOS COMBUSTIBLES E HIDROCARBUROS COMUNES. FUENTE (YUNUS A. & AFSHIN J., 2011).....	104
ANEXO 0-10: CALOR ESPECIFICO MEDIO DE ALGUNOS GASES	105
ANEXO 0-11: PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS GASES DE COMBUSTIBLE	106

ANEXO 0-12:PODER CALORÍFICO DE LOS DERIVADOS DEL PETRÓLEO ES APROXIMADAMENTE CONSTANTE POR UNIDAD DE MASA.....	107
ANEXO 0-13: VALIDACIÓN DE DATOS RECOGIDOS DE PLANTA HAYDUK.....	108

RESUMEN

En la industria peruana, un agente térmico fundamental en los procesos industriales es el vapor, el cual se produce principalmente en calderas, las cuales consumen una importante cantidad de combustible, estando el costo energético de producción de vapor entre los 150 y 180 soles por tonelada. (Hayduk, 2017)

Además, debido a que las empresas pesqueras operan solamente entre 4 a 6 meses por año, debido a los períodos de veda, se trata de minimizar los períodos de paradas debido a fallas imprevistas, pues ocasionan pérdidas económicas muy importantes, irrecuperables, no cumpliéndose el Plan de Producción. De la misma manera se debe minimizar los cortes de energía en periodos de producción. Por este motivo las plantas pesqueras generan su propia energía eléctrica con generadores Diesel, dependiendo de su capacidad de producción. Siendo elevado el costo de energía eléctrica con grupos electrógenos alimentados con Diesel R6 (0.7soles/kWh), en comparación con el costo de la red nacional (0.187soles/kWh). (Osinergmin, 2018)

Por estas circunstancias, ya que el costo de energía con grupos electrógenos es alto, se debe aprovechar al máximo la energía producida por ellos. Siendo estos las unidades que más se utilizan en el proceso de producción de harina de pescado.

Los gases residuales generados en los grupos electrógenos, que en su mayoría son gases de efecto invernadero, van hacia el medio ambiente con aproximadamente un tercio de energía obtenida en el proceso de combustión (Etiene Lenoir, 1863). Esta energía puede ser usada para maximizar la eficiencia del equipo, incentivo principal de la presente investigación. Por este motivo se propuso el dimensionamiento de un intercambiador en cruz de agua, calentado por gases residuales de grupos electrógenos, permitiendo reducir los costos de producción de vapor en la empresa Hayduk de Puerto Malabrigo.

Para la recuperación de calor se diseñó un intercambiador tubular de agua por gases residuales, basado en su factibilidad técnica económica. Consiste en realizar un balance de energía y masa del grupo electrógeno, estableciendo la potencia térmica recuperada y aprovechada. También se determinó la masa del agua a calentar en el tanque de alimentación a la caldera. Se realizó el dimensionando de superficie del intercambiador de calor, asimismo, se logró calcular los costos de implementación del equipo, beneficios económicos por reducción de consumo de combustible, y a la vez se realizó un análisis financiero, determinado por los indicadores de valor actual neto, tasa interna de retorno, y periodo de retorno de la inversión. Finalmente se realizó un análisis de impacto ambiental, logrando reducir las emisiones de gases residuales.

Los resultados obtenidos arrojaron importantes ahorros. El agua se logró calentar más 20°C, después del balance térmico. En el combustible se tiene un beneficio neto de más de 86,000 soles al año. Se observa que la reducción porcentual de gases residuales a la atmosfera es cerca del 4% debido a la reutilización de gases residuales del motor de combustión interna.

Palabras claves: Energía, Importancia del ahorro de energía, balance de energía y masas, perdidas económica por mala administración de energía.

ABSTRACT

In Peruvian industry, a fundamental thermal agent in industrial processes is steam, which is produced mainly in boilers, which consume a significant amount of fuel, with the energy cost of steam production between 150 and 180 pen per ton . (Hayduk, 2017)

In addition, because the fishing companies operate only between 4 to 6 months per year, due to the closure periods, it is about minimizing the periods of stops due to unforeseen failures, as they cause very important economic losses, irrecoverable, not meeting the Production plan. In the same way, power cuts during production periods must be minimized. For this reason, the fishing plants generate their own electric energy with diesel generators, depending on their production capacity. The cost of electric power is high with diesel generators powered by R6 diesel (0.7 suns / kWh), compared to the cost of the national grid (0.187 suns / kWh). (Osinermin, 2018)

Because of these circumstances, since the cost of energy with generators is high, the energy produced by them must be maximized. These are the units that are most used in the fishmeal production process.

The waste gases generated in the generators, which are mostly greenhouse gases, go to the environment with approximately one third of the energy obtained in the combustion process (Etiene Lenoir, 1863). This energy can be used to maximize the efficiency of the equipment, the main incentive of the present investigation. For this reason, it was proposed to design a cross-water exchanger, heated by residual gases from generators, allowing to reduce the costs of steam production at the Hayduk company in Puerto Malabrigo.

It was designed for heat recovery because it will increase the economic technical feasibility of a tubular water exchanger for waste gases. It consists of carrying out a balance of energy and mass of the generator set. Then it will be settled down and the thermal power will recover energy. The mass of the water in the boiler feeds the tank which will be determined. Otherwise, the sizing of surface will be transfer coefficient and logarithmic temperature and the differences is discussed. The economic analysis the investment, operation, maintenance costs and economic benefits the reduce fuel consumption. At the same the cash project analyses the indicators of net present value (NPV), internal rate of return (IRR) and Period of return on investment (PRI). Finally, an environmental impact analysis it is carried out which is reduced by the implementation of this system.

The results obtained showed significant savings. In the water they were calculated 20.32 ° C after the thermal balance. In the fuel there is a net benefit of 86,281.18 soles / year. It was observed, and it is on the average percentage reduction of residual gases to the atmosphere. In the order of 3.973% because of the reuse waste gases from the internal combustion engine.

Key words: Energy, Importance of energy saving, balance of energy and mass, economic losses due to poor energy management.

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad problemática

En los sistemas modernos de motores la tendencia internacional de hoy en día son considerablemente más eficientes que sus predecesores. Sin embargo, gran parte de la energía que producen todavía va más, al calor que al poder.

El aprovechamiento del calor que es despedida en los ciclos de combustión interna de los motores se puede ahorrar hasta en 12% de combustible en el funcionamiento óptimo de los aparatos, esto es estudiado por los investigadores de la Universidad Politécnica de Valencia, hacen el estudio de como trasladar a escala la tecnología de los ciclos Rankine utilizadas en las centrales térmicas.

En las calderas de una central térmica se generan gases a temperaturas muy elevadas que se aprovechan para producir electricidad (en una turbina).

En la actualidad, esta tecnología se está explotando para recuperar energía calorífica de procesos industriales, generalmente procesos con hornos donde se desperdicia mucha energía térmica y ya hay algunas empresas que empiezan a ofertar equipos para motores de locomotoras y barcos.

En tendencia nacional nuestro objetivo es poder aprovecharlo, generando un ciclo a escala bien para producir electricidad, bien para mover una "máquina expansora" que esté acoplada al eje del motor y le proporcione una potencia adicional", señala Vicente. (Dolz, 2013)

Los gases que salen de la turbina de gas pasan a la caldera de recuperación de calor. En esta se extrae el calor de los gases produciendo vapor de agua a presión para la turbina de vapor. Para finalmente devolver los gases a la atmósfera.

El vapor que sale de la turbina y pasa por un condensador donde se transforma en agua. Posteriormente el agua producida por el condensador es bombeada a alta presión hasta la caldera de recuperación para iniciar nuevamente el ciclo como se muestra en la (Figura I.1)

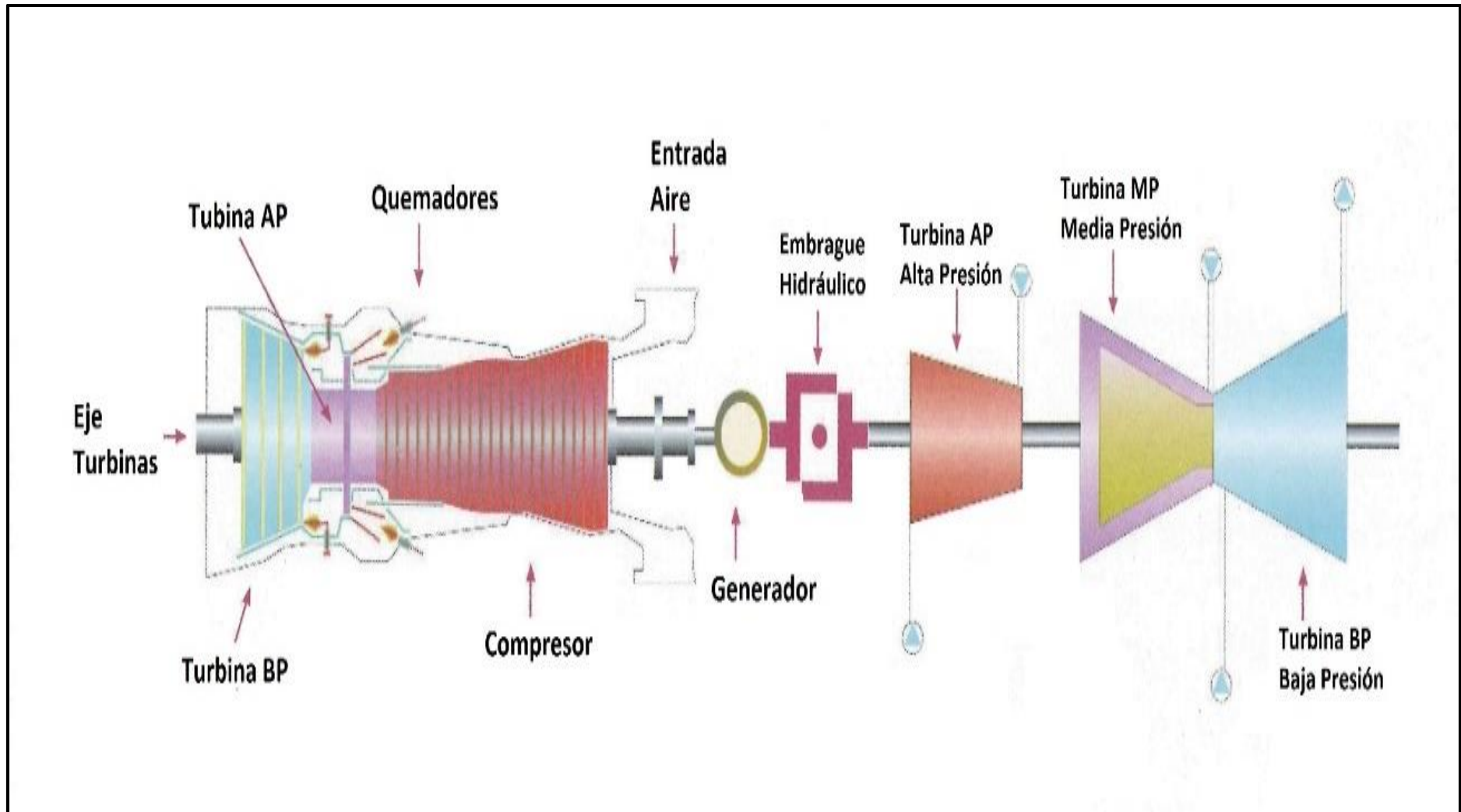


FIGURA I.1: 1Diagrama básico del ciclo combinado (ABB en Perú, 2011)

En la siguiente figura doy a conocer una muestra el diagrama básico del ciclo combinado

En la caldera de recuperación los gases generados en la combustión salen de la turbina de gas a temperaturas superiores a 600°C, Este hecho se aprovecha para recuperar esta energía en la caldera de recuperación para producir vapor que se utilizará como alimentación en la turbina de vapor. La caldera de recuperación está formada por una serie de tubos dispuestos en posición horizontal. Por el interior de estos circula la mezcla agua-vapor y por la parte exterior circulan los gases de combustión que provienen de la turbina de gas.

El ciclo agua-vapor que alimenta a la caldera de recuperación es cerrado y empieza en el pozo del condensador. El agua es aspirada mediante unas bombas las cuales la conducen al desgasificador/calentador, en este se calienta el agua y se elimina el aire y los gases que pueda contener. Finalmente, el agua caliente se almacena en un tanque, desde este las bombas de alimentación la impulsarán hasta la caldera de recuperación. (ABB en Perú, 2011)

Las principales aplicaciones de recuperación de calor de motores térmicos en centrales de energía como las que muestra (Rodríguez Paredes, 2015)

- central térmica santa rosa. (400 MW), ubicada en el centro de Lima y funciona desde el año 1982.
- central térmica Atocongo. (41.75 MW), ubicada en San Juan de Miraflores – Lima.
- central térmica san Nicolás. (400 MW), ubicada en San Rosa de Lima.
- central térmica Mollendo.
- central térmica Ilo 1. (37 MW), esta planta se localiza en la región de Moquegua desde el año 1997.
- central térmica Ilo 2. (141.83MW), también se ubica en la Región de Moquegua ciudad de Ilo 21 en el año 1998.

En la tendencia local el Perú es el único importador neto de energía entre los países de la Comunidad Andina de Naciones, con demanda energética de crecimiento sostenido. Es un país deficitario con consumos energéticos anuales de 0.38 para 1990 y 0.56

cuatrillones de BTU para el año 2000 y con producción anual de 0.41 a 0.39 cuatrillones de BTU. El Perú tiene un indicador de consumo eléctrico, de 676 kilowatt-h por habitante, solamente.

En el ámbito local se encuentra más en la industria de la harina de pescado, en Perú, es un agente térmico primordial, el vapor el cual se produce en calderas pirotubulares, consumiendo una importante cantidad de combustible, siendo el costo energético de producción de 150 a 180 soles por tonelada métrica de vapor, datos dados por especialistas.

Además, debido a que las empresas pesqueras operan solamente entre 4 a 6 meses por año, debido a los períodos de veda, se trata de minimizar los períodos de paradas debido a fallas imprevistas, pues ocasionan pérdidas económicas muy importantes, irre recuperables, pues ya no se cumple el Plan de Producción, no hay tiempo disponible.

En ese sentido, las Plantas pesqueras generan su propia energía eléctrica, en generadores Diesel, generando entre 1000 a 2000 kw por Planta, dependiendo según su capacidad de producción.

El costo de generación de energía eléctrica en grupos electrógenos, sin embargo; es alto, 0.7 soles/kWh, en comparación con el costo de energía de la Red nacional, que es de 0.18 soles/kWh, en base a costos marginales, de Osinermin a entidad que se encarga de esta envergadura.

La Planta pesquera Hayduck cuenta con un parque de 6 calderas de 400 BHP y tres grupos electrógenos de 500, 750 y 1000 kw respectivamente como lo muestro en la Figura I.2, que son para atender sus necesidades de generación de vapor y demanda de energía eléctrica para motores e iluminación de Planta.

El agua de alimentación a caldera ingresa fría, a temperatura ambiente, la que en invierno alcanza 10 a 12 °C, ocasionando que se quemé más combustible que el normal y causando a la larga, fatiga térmica.

Los gases residuales de los grupos electrógeno abandonan los motores a 450...500 °C, dependiendo de su eficiencia y carga, siendo enviados a la atmósfera sin recuperar el importante calor sensible que tienen.

1.2. Formulación del problema.

¿En qué medida el diseño de un intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno contribuirá a reducir costos de generación de vapor en Planta Hayduk Puerto Malabrigo 2018?

1.3. Trabajos previos

Sosa Daza, J. A. (2013), para la obtención del título de ingeniería, en su tesis “Recuperación de condensados generados en el sistema de drenaje de cabezales de vapor y venas de calentamiento en el área de setil (servicios auxiliares) de la refinería estatal de esmeraldas”, estudio realizado en la universidad de Guayaquil, Ecuador, nos plantea el diseño de un sistema de recuperación de condensados generados en los drenajes de cabezal de vapor y venas de calentamiento en el área setil, de la refinería Estatal de Esmeralda, con el fin de evaluar el rendimiento logrado por la compensación de este subproducto, buscando la disminución de impacto ambiental, peligros operacionales que se exhiben en este establecimiento; así mismo cumplen los desafíos que plantea la alta Gerencia, en el manejo racional de energía, amabilidad de la justificación con el medio ambiente y confianza de las personas. Alcanzó la recuperación de condensado, en el área; con un valor de 78% de recuperación.

En el área de Servicios auxiliares los equipos principales involucrados con la recepción y transferencia de condensados calientes; luego de su rehabilitación el porcentaje de recuperación aumento en un 20%.

La recuperación de 5m³/h de condensado, podría reflejar una disminución en los costos de tratamiento de agua de reposición y por consumo de combustible ya que este condensado aporta con energía debido a su temperatura elevada.

El ahorro económico anual por recuperar es de 748 745.23 \$ /año.

El proyecto planteado se hace factible debido a que es justificable. Cualquier cambio que genere un ahorro económico, porque los costos de agua, para la alimentación de calderas es alto.

Fabio Andrés B.A / Yance Orcasita, A/ Orozco Lozano W. A. (2012) estos nos proponen el “Diseño de un sistema de recuperación de gases residuales en una empresa

cervecera a partir de un turbocompresor de motores Diesel” publicada en la Universidad de la Costa, Barranquilla Colombia.

Nos dan a conocer a través de la revista tendencias en la ingeniería el presente artículo teniendo como objetivo el diseño de un sistema de recuperación de gases residuales, utilizando el turbo alimentador empleado en los motores Diesel para comprimir el vapor resultante del proceso y así recuperar el calor desperdiciado. En este trabajo se determinan los parámetros de operación del turbocompresor con este nuevo fluido y se determinan los costos de operación asociados a la posible implementación en una industria cervecera. Teniendo en cuenta esta información, se analiza la viabilidad técnica-económica de utilizar este dispositivo en la industria.

Los costos operativos del proceso disminuyen, ahorrando alrededor del 70% del dinero cuando se implementa el turbocompresor.

Como el vapor recuperado no es suficiente para reutilizarlo en el proceso, se recomienda utilizar los productos de combustión que no entran a la turbina, para alimentar un intercambiador de calor y así generar más vapor, complementando el requerido por el proceso.

Castellanos Valladares J.A. (noviembre 1999) en este aplicativo concluye y recomienda en el artículo de bibliografía 3 url. Edu.gt publicada en la universidad Rafael Landívar en la facultad de ingeniería de Guatemala titulada “Cogeneración de vapor mediante el aprovechamiento de los gases de escape de un motor de combustión interna” nos dice que:

El propósito de este estudio es crear o diseñar un sistema de recuperación de energía mediante un sistema de cogeneración basado en el principio de intercambio de calor.

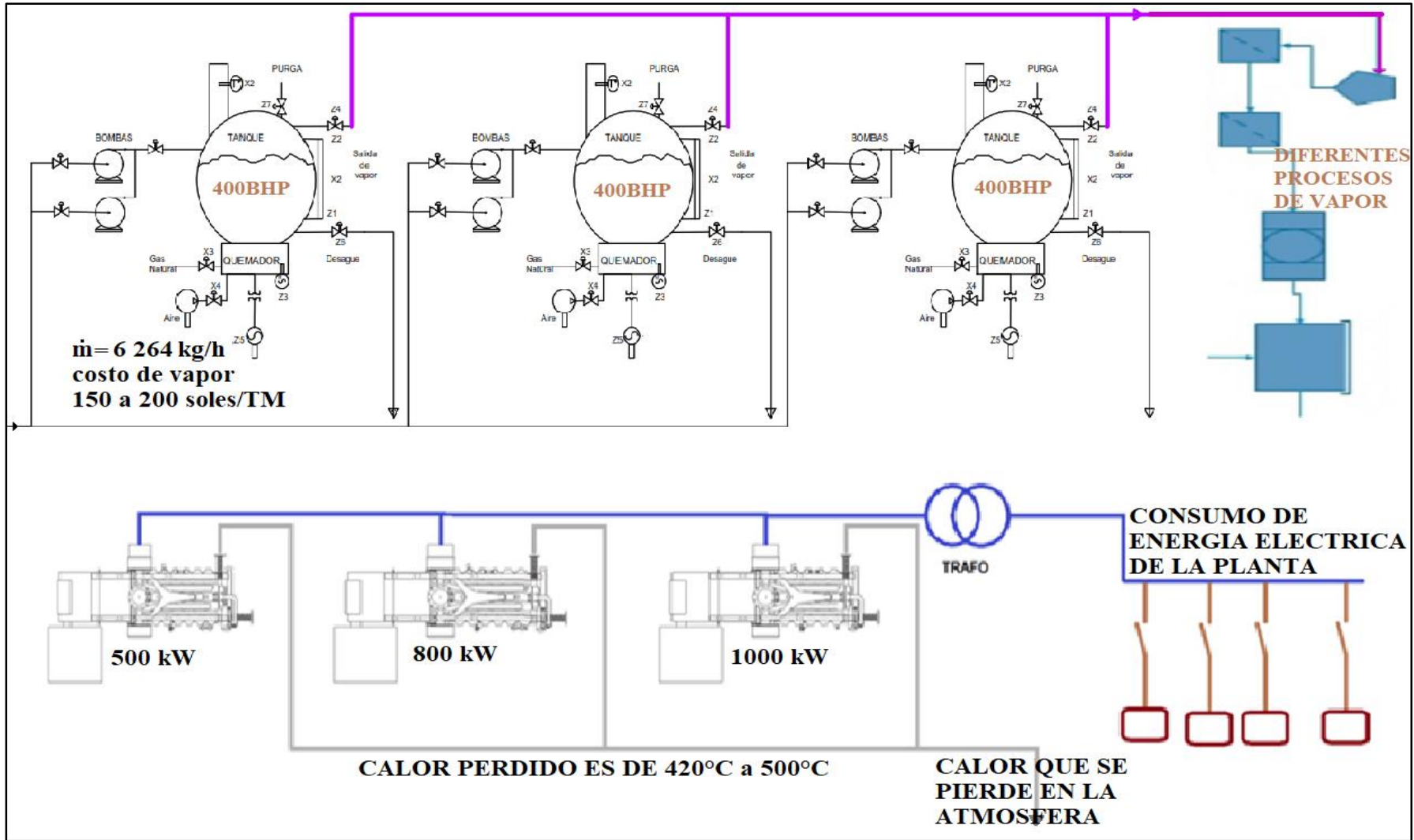


FIGURA I.2: Esquema referencial de cómo se encuentra hoy en día la planta Hayduk.

Los gases de combustión, que poseen la energía calorífica, se harán pasar por un intercambiador de calor, el cual tiene como objetivo primordial la generación de vapor. Es mediante este sistema, que se realizará la recuperación de energía o reducción de costos energéticos, pues el vapor generado por el intercambiador o caldera puede ser utilizado para diversos fines, que incidirán en una disminución de costos para la industria que lo implemente.

(Saura Vidal & Ruiz Moya, 2015) nos dan a conocer en su estudio de un “sistema de recuperación de calor en sistemas de escape en motores de combustión interna” (Departamento de Mecánica de Fluidos; TFG presentado para optar al título de grado en ingeniería mecánica) Universidad Politécnica de Catalunya (UPC), España.

Nos dice que se ha conseguido diseñar un sistema que genera una potencia eléctrica de 1,47 kW aprovechando únicamente el calor de los gases de escape de un MCI.

La potencia generada se puede usar para alimentar los sistemas auxiliares de a bordo, para reducir el consumo del aire acondicionado, para cargar baterías en un vehículo híbrido o para proporcionar un aumento de potencia adicional conectando el eje de salida de la turbina al cigüeñal. Este valor de potencia supone un 1,6% de la potencia total del motor estudiado y por tanto una reducción directa en el consumo de combustible. Dicha reducción debería estudiarse en un banco de ensayos, pero será de alrededor del porcentaje anterior.

La temperatura de los gases de escape se reduce en un 37% lo cual hace reducir también los niveles de contaminación térmica.

El intercambiador de calor se ha diseñado de tal manera que pueda ser sustituido por el silenciador sin aumentar las restricciones en el sistema de escape. Como se ha comentado, debería estudiarse la capacidad del intercambiador de silenciar los gases de escape y realizar los cambios que fueran necesarios para que cumpla la función de silenciador.

El condensador depende directamente del radiador del coche y de su capacidad de extracción de calor. Debería estudiarse el comportamiento de la capacidad de

evacuación con el aumento de velocidad y adaptar el rango de uso del sistema a esa capacidad en el caso de que el radiador no pueda sobredimensionarse.

1.4. Teoría relacionada al tema

1.4.1. Motor de combustión interna a presión constante motor Diesel

Es un cúmulo de elementos mecánicos que posibilitan obtener energía mecánica a partir del estado térmico de un fluido de trabajo que se ha generado en su propio seno mediante un proceso de combustión.

1.4.1.1. Descripción del ciclo

El ciclo del motor con combustión a presión constante se representa en la figura I.3 mostrando el ciclo real de motor Diesel, en el diagrama en coordenadas p, V. el ciclo Diesel corresponde al motor con encendido por compresión lento, en especial al motor con inyección neumática de combustible. Las fases son similares con las del ciclo Otto con la diferencia que el proceso de combustión es reemplazado por el proceso isobárico 2 – 3 definido por la magnitud:

$$\rho = \frac{V_3}{V_2} \quad (1)$$

llamada relación de distensión previa o relación de inyección.

Donde:

ρ = Grado de expansión previa

V_3 = *volumen despues de la compresión.*

V_2 = *volumen antes de la compresión*

Esta isobárica de calentamiento reemplaza el proceso de combustión en la siguiente hipótesis: en el punto 2 del ciclo empieza la inyección del combustible en el aire comprimido, este se enciende instantáneamente y quema progresivamente a medida que es introducido en el cilindro, como consecuencia del desarrollo de calor la presión en el cilindro debería aumentar; al mismo tiempo el pistón empieza la carrera de distensión desde el PMI hacia el PME, el volumen crece y la presión debería bajar.

De estas dos tendencias opuestas, asumidas como equivalentes como efecto sobre a presión, esta permanece constante hasta que se termina la combustión, a continuación, el ciclo continúa con el proceso adiabático de distensión 3 – 4 (Kurt C. Rolle, 2006)

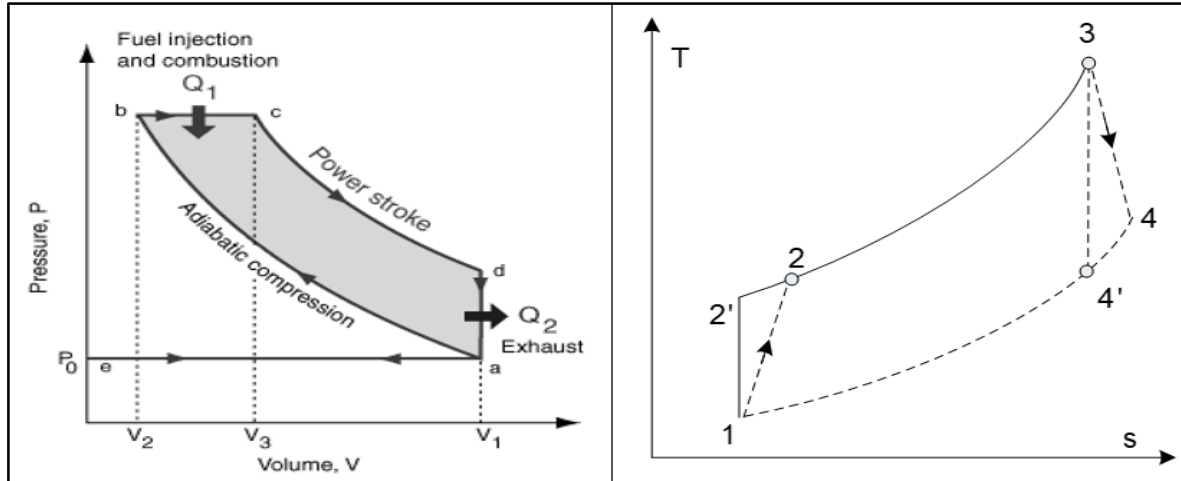


FIGURA I.3: Ciclo del Motor Diesel, ideal y Diagrama del ciclo real del motor Diesel.

Para tener una indicación más detallada se ve en la figura I.3 del ciclo real del rendimiento del motor Otto, se emplean las siguientes ecuaciones:

Siendo la eficiencia real de ciclo Diesel:

$$\eta_{\text{Diesel Real}} = \frac{W}{Q_{23}} \quad \therefore 1 < \rho < \varepsilon \quad (2)$$

Consumo real de combustible del MCI Diesel:

$$m_{\text{cble}} * \text{PCI} * \eta_{\text{Real}} = P_r \rightarrow m_{\text{cble}} = \frac{P_r \text{ (KW)}}{\text{PCI} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) * \eta_{\text{Real}}} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] \quad (3)$$

Análisis del ciclo teórico Diesel

Trabajo mecánico del ciclo Diesel: (Kurt C. Rolle, 2006)

$$W_{\text{Ciclo Diesel}} = \frac{P_1 * V_1}{k - 1} * [k * \varepsilon^{k-1}(\rho - 1) - (\rho^k - 1)] \quad (4)$$

Masa de gas del cilindro, en un ciclo: (Kurt C. Rolle, 2006)

$$m = \frac{P_1 * V_1}{R - T_1} \left[\frac{\text{kg} - \text{gas}}{\text{ciclo}} \right] \quad (5)$$

Potencia desarrollada: (Kurt C. Rolle, 2006)

$$P = \frac{W_{\text{Diesel}} * n}{60 * 1000 * \tau} [\text{kW}] \quad (6)$$

Donde:

$$\tau = \frac{\text{Nr. tiempo}}{2} \rightarrow n = (\text{rpm}) \quad (7)$$

Rendimiento teórico del ciclo Diesel considerando que el fluido termodinámico (aire) es un gas perfecto: (Kurt C. Rolle, 2006)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k * \epsilon^{k-1}} * \frac{\rho^k - 1}{\rho - 1} \quad (8)$$

Consumo teórico de combustible del MCI Diesel:

$$\dot{m}_{\text{cble}} = \frac{\dot{m}_{\text{GC}} * (W_{23} + C_{V0} * (T_3 - T_2))}{\text{PCI}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (9)$$

1.4.1.2. Componentes de una máquina de combustión interna

En su movimiento del embolo sobre el cilindro, genera 2 posiciones llamadas punto muerto inferior (PMI cuando el embolo toma el volumen grande en el cilindro) por el denominado punto muerto superior (PMS, cuando el embolo forma el menor volumen del cilindro) como indica en la figura I.5, la distancia ente dos puntos es la más larga que el embolo puede recorrer y recibe el nombre de carrera del pistón o carrera del motor.

El diámetro del pistón se llama calibre.

El aire o una mezcla de aire combustible entran al cilindro por la válvula de admisión, los productos de la combustión salen por la válvula de escape.

El volumen formado cuando el embolo está en PMS se llama volumen de espacio libre y el volumen desplazado por el embolo cuando remueve entre PMS y PMI se llama volumen de desplazamiento.

El aire o una mezcla de aire combustible entran al cilindro por la válvula de admisión, los productos de la combustión salen por la válvula de escape.

El volumen formado cuando el embolo está en PMS se llama volumen de espacio libre y el volumen desplazado por el embolo cuando remueve entre PMS y PMI se llama volumen de desplazamiento. (Meganeboy, 2014)

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{\text{PMI}}}{V_{\text{PMS}}} \quad (10)$$

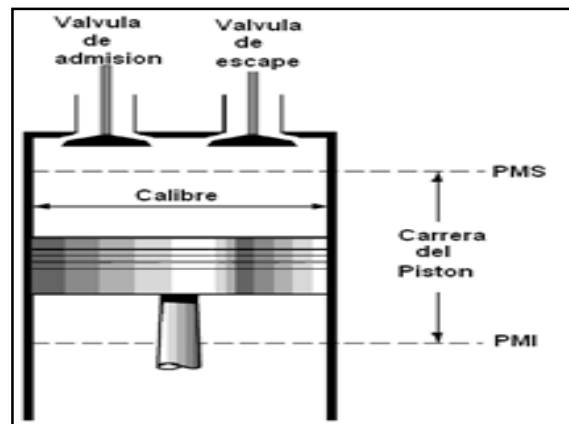


FIGURA I.4: Componentes de un motor térmico alternativo (Meganeboy, 2014)

1.4.2. Mecanismos de transferencia de calor

1.4.2.1. convección

La traslación de energía por convección es un fenómeno de transferencia de calor debido al movimiento de un fluido (gas o líquido) que está en contacto con una superficie. La transferencia de calor se mejora al estar el fluido en movimiento, ya que se pone en contacto con la superficie, porciones más calientes y más frías aumentando los valores de conducción por lo tanto la velocidad de transferencia es mayor mientras la velocidad del fluido sea más alta.

Para el transporte de calor por convección se encuentra con 2 tipos de fenómenos, el primero recibe el nombre de convección forzada esto sucede cuando el fluido es

inducido a moverse mediante medios externos sobre la superficie como una bomba o ventilador.

El otro fenómeno se conoce como convección natural o libre cuando la diferencia de temperatura del fluido obliga el movimiento debido a la diferencia de densidad causando una fuerza de empuje por diferencia de temperatura. En la Figura I.6 la imagen muestra como pasaría el gas residual a través de los tubos de agua. (Yunus A. & Afshin J., 2011)

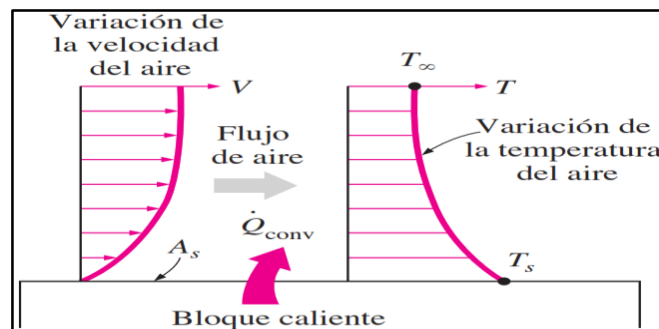


FIGURA I.5: Transferencia de calor de una superficie caliente Δx (Yunus A. & Afshin J., 2011)

1.4.3. Intercambiadores de calor

Son dispositivos que ayudan la transferencia de calor entre dos fluidos que están a diferentes grados de temperatura y que no pueden mezclarse entre ellos (Holman, 1998). En este dispositivo la transferencia de calor suele darse por convección en cada fluido en el cual es conducido a través de la pared que los separa, así los efectos de radiación se ven incluidos en los efectos de convección. (Karlekar, 1996)

1.4.3.1. Modos de circulación de fluidos en intercambiador

1.4.3.1.1. En equicorriente

En un flujo paralelo en equicorriente, la temperatura final del fluido más frío nunca puede llegar a ser igual a la temperatura de salida del fluido más caliente.

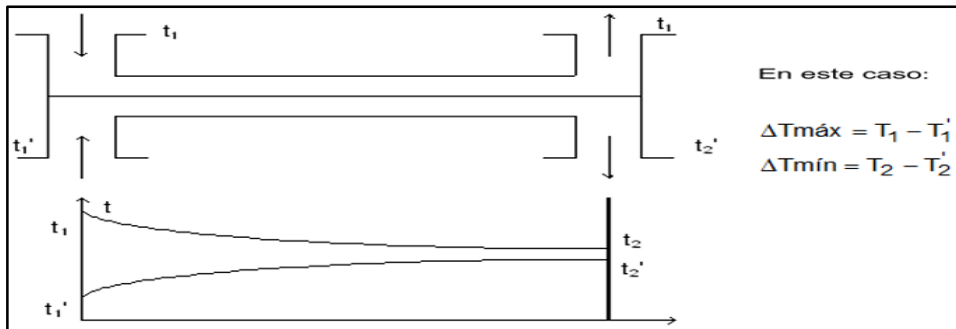


FIGURA I.6: intercambiador de calor en equicorriente (Paredes Rosario , 2013)

1.4.3.1.2. En contracorriente o de corrientes paralelas en contracorriente.

En la figura I.8 se muestra un flujo en contracorriente, pues existe un gradiente de temperaturas favorable a todo el intercambiador de calor, si la temperatura final de fluido que ingresa (el más frío) se calienta, y la temperatura final del fluido caliente que ingresa se enfría al salir.

Para obtener un coeficiente satisfactorio en un intercambiador en contracorriente, los coeficientes de transmisión de calor del lado de la carcasa y del lado de los tubos deben ser de la misma magnitud.

Son importantes las velocidades y la turbulencia del líquido tanto en la carcasa como del lado de los tubos.

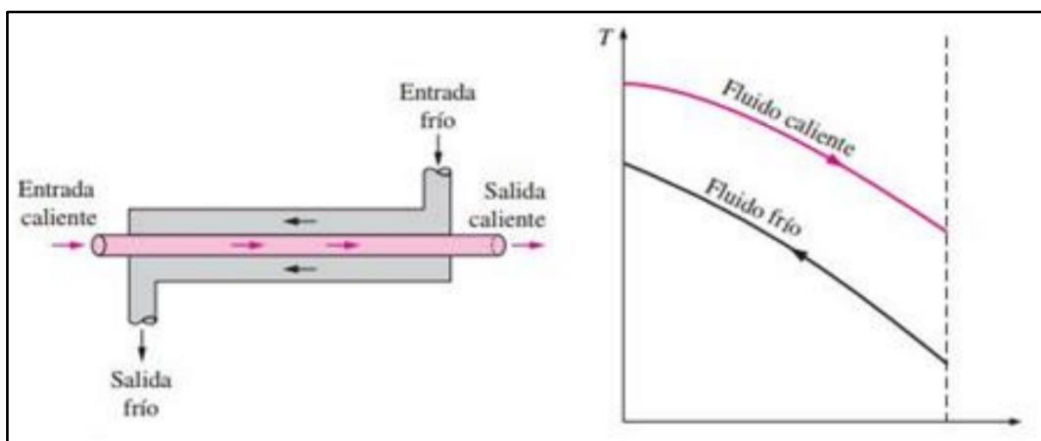


FIGURA I.7: Perfil de temperatura asociado en un intercambiador en régimen de flujo y contraflujo fuente (Yunus A. & Afshin J., 2011)

1.4.3.1.3. En cruz. O intercambiador de flujo cruzado.

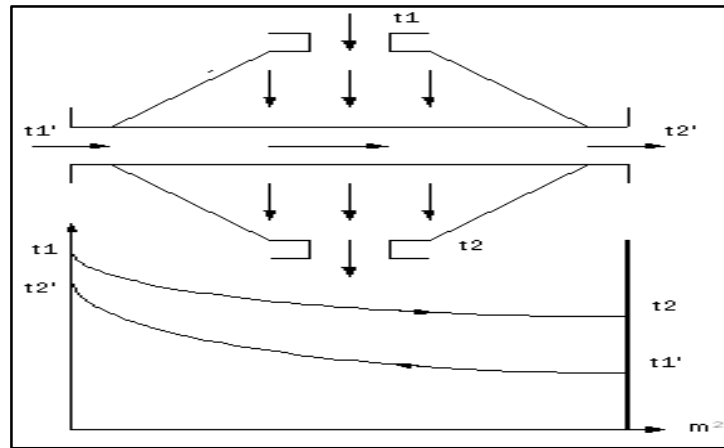


FIGURA I.8: Intercambiador de calor con flujo en cruz (Paredes Rosario , 2013)

Se utiliza la ecuación de Grashoff, para calentadores tubulares.

$$\Delta T_{m\text{cruz}} = \frac{T}{\ln \frac{\Delta T_{\text{máx}} + \Delta T_{\text{mín}} + T}{\Delta T_{\text{máx}} + \Delta T_{\text{mín}} - T}} \quad (11)$$

Donde:

Variación máxima de temperatura: $\Delta T_{\text{máx}}$

Variación mínima de temperatura: $\Delta T_{\text{mín}}$

Temperatura media cuadrática:

$$T = \sqrt{(T_{gc1} - T_{gc2})^2 + (T_{agua2} - T_{agua1})^2} \quad (12)$$

Donde:

T_{GR1} = Temperatura del gas escape de motor termico, entrada al intercambiador

T_{GR2} = Temperatura del gas escape de motor termico, salida del intercambiador.

T_{ag1} = Temperatura de entrada a intercambiador, °C .

T_{ag1} = Temperatura de entrada a intercambiador, °C.

Para enfriar o calentar gases se puede utilizar un I. C. en flujo cruzado, en el que uno de los fluidos (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, al otro fluido (gaseoso) se le obliga a circular perpendicularmente al haz de tubos. Al proyectar I. C. se debe especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar y cuál de ellos está mezclado. (Paredes Rosario , 2013)

Coeficiente de efectividad:

$$P = \frac{T_{F1} - T_{F2}}{T_{F1} - T_{C1}} \quad (13)$$

Relación de capacidades térmicas:

$$Z = \frac{m_F * c_{pF}}{m_C * c_{pC}} = \frac{C_F}{C_C} = \frac{T_{C1} - T_{C2}}{T_{F2} - T_{F1}} = \frac{1}{\phi} \quad (14)$$

Que permiten obtener la diferencia media de la temperatura como una función de F(P,Z) y de la temperatura logarítmica media calculada para el caso de flujos en contracorriente para un solo paso de tubos y carcasa (LMTD).

1.4.3.2. Materiales para el Intercambiadores de Calor

En la elaboración de intercambiadores de calor se utilizan diferentes materiales, desde polímeros y elementos metálicos, estos dependientes de su importancia para cumplir sus necesidades se seleccionan de acuerdo a la aplicación destinada del equipo. Esta selección se realiza de acuerdo a las condiciones de trabajo como presión, temperatura, tiempo de operación, flujo en movimiento, densidad y peso nos dice (Welt, 1978). Para la fabricación de un intercambiador de calor de flujo cruzado se detallan los siguientes materiales:

1.4.3.2.1. Acero al Carbono

Es una combinación de hierro y carbono en un rango de 0.05% hasta menos de 2%, presentando otros elementos como cilio, cromo níquel, magnesio, hidrogeno, oxigeno u otros, su presencia se debe a los factores de procesos de su producción las cuales cuentan con una dificultad de excluirlos completamente del metal a usar o circunstancias de la casualidad. (Perry, 1992)..

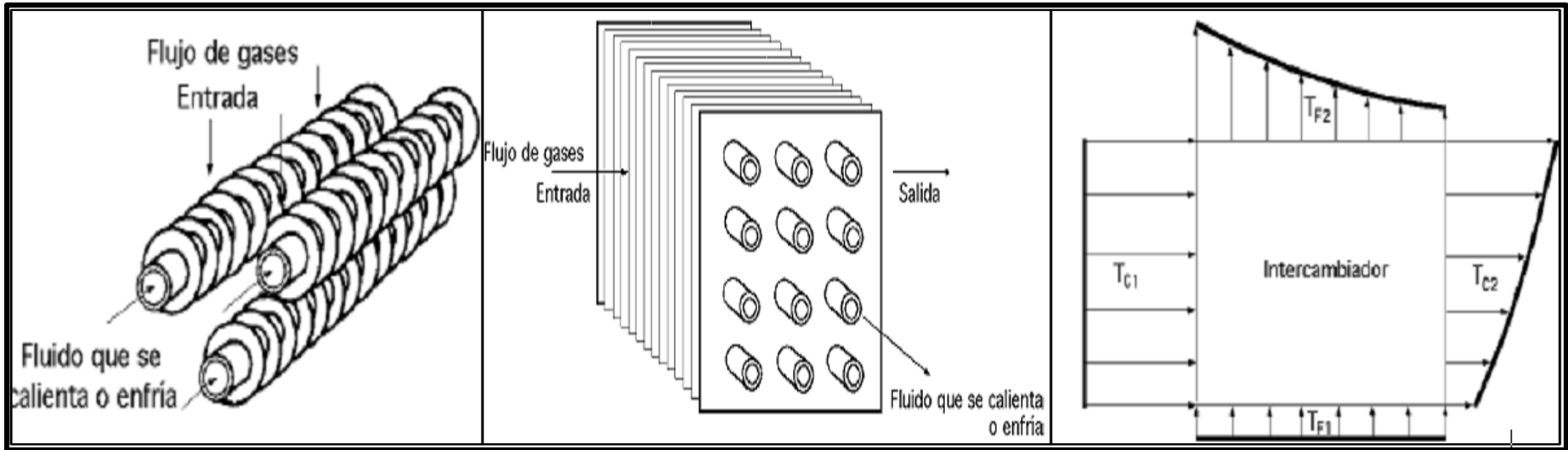


FIGURA I.9: Intercambiadores de Flujos Cruzados

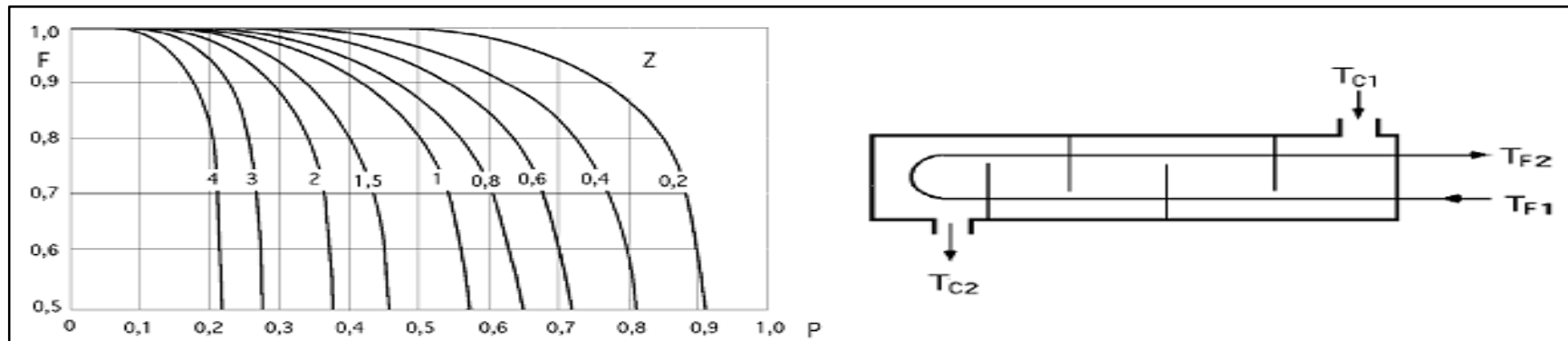


FIGURA I.10 Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador en contracorriente (1 – 2) o un múltiplo par de pasos de tubos

El acero con alto contenido de carbono eleva su resistencia a la atracción, pero tiene la particularidad de incrementar la fragilidad en frío ocasionando, que disminuya la tenacidad y la ductilidad en frío, también disminuye la resistencia a la oxidación, puesto que cuenta con un alto porcentaje de hierro anuncia (Universidad Tecnológica de Pereira, 2014).

1.4.3.2.2. Acero Inoxidable

Son formados por una gama de aleación principalmente por hierro como base, siendo del 12% a 30% de cromo y de 0 a 22% de níquel, contando también con molibdeno, selenio, tantalio y menores cantidades de carbono nos hace conocer (Perry, 1992). La característica principal de estos aceros es que los elementos mencionados en porcentajes forman una película inerte y muy delgada continua y estable, que protege a la superficie de reacciones químicas (Perry, 1992). Cuentan con una gran resistencia mecánica superior en 2 veces a la del acero al carbono, siendo resistente a temperaturas criogénicas y también a las elevadas, cuentan con una buena apariencia estética debido al brillo, su principal debilidad es que es muy costoso pues es necesario, realizar un tratamiento térmico para mejorar sus propiedades. según la (Universidad Tecnológica de Pereira, 2014).

En las aleaciones inoxidables contamos con 3 grupos:

- Los Martensíticos: Son aquellos aceros inoxidables que cuentan con un 12-20% de cromo, cuentan con una gran dureza debido a su alto contenido de carbono de (0.2-1.2) %, siendo principalmente usado en la fabricación de herramientas quirúrgicas y cuchillos (Perry, 1992)
- Los Ferríticos: Son aceros inoxidables con (15-30%) de cromo y un leve contenido de carbono 0.1%, poseyendo una buena maquinabilidad y ductilidad, contando con una buena resistencia a la corrosión, son comúnmente usados para aplicaciones arquitectónicas (Perry, 1992).
- Los Austeníticos: Son aquellos que cuentan con una aleación de cromo de (16-26%) y níquel (8-22%) con un contenido máximo de carbono de 0.08%, contando con mayor resistencia a la corrosión siendo sus propiedades mecánicas muy excelentes nos dice (Perry, 1992).

1.4.3.2.3. Aluminio

Es un metal ligero no ferroso a la vez liviano, se produce en todas las formas como se producen la mayoría de metales incluyendo vaciados (Universidad Tecnológica de Pereira, 2014). Después del acero es muy utilizado por sus características.

Para aplicaciones de transferencia de calor es especial debido a su excelente conductividad térmica y eléctrica. Siendo fácil de trabajarlo en estado puro, en especial para maquinados debido a su alto grado de ductilidad, manteniendo una buena soldabilidad mediante técnicas de gas inerte o de arco eléctrico. (Perry, 1992).

Este material contiene gran resistencia a la corrosión en condiciones normales atmosféricas, así también a trabajos con ácidos, humos industriales y vapores. Una limitación mas importante es, que pierde resistencia mecánica después de 150°C o a sometimiento a cambios bruscos de temperatura, es recomendable realizar aleaciones que mejoren sus propiedades cuando la exigencia mecánica o térmica lo exige según nos da a entender (Perry, 1992).

1.4.3.2.4. Cobre

Metal que cuenta con una excelente conductibilidad térmica y eléctrica se caracteriza por tener un color rojizo (Welt, 1978). Es el elemento mas utilizado para la conducción de electricidad y calor equivalente aun 69% mayor a la del aluminio y alcanza hasta un 90% a la conductividad se realizan con aleaciones de bronce y latones (Perry, 1992)

A bajas temperaturas tiene buenas propiedades térmicas y puede utilizarse con un máximo a 200°C, puesto que al aumentar esta temperatura se vuelve dúctil careciendo de resistencia mecánica, teniendo buena resistencia a la oxidación, conservando la soldabilidad, hay que tener en cuenta que existen acidos que con facilidad lo corroen, perdiendo con el tiempo su propiedad estética. (Universidad Tecnológica de Pereira, 2014).

Tabla I-1: Características importantes de materiales en la construcción de intercambiadores de flujo cruzado.

Propiedades	Acero al Carbono		Acero Inoxidable		Aluminio 6061	Cobre B-88
	ASTM A53	ASTM A106	AISI 304	AISI 316		
Conductividad térmica a 20°C (W/m °C)	47	52	15	15	200	338
Densidad (kg/m3)	7850	7830	7930	7960	2740	7160
Coefficiente de expansión térmica a 20°C (°C-1)	15x10-6	15x10-6	18x10-6	18x10-6	23x10-6	17x10-6
Temperatura de fusión (°C)	1200	1250	1450	1400	657	955
Resistencia a la tensión a 20°C (Mpa)	330	400	460	460	214	303
Resistencia a la corrosión	Baja	Baja	Alta	Alta	Alta	Media

Fuente: (Karlekar, 1996), (Yunus A. & Afshin J., 2011)

En la fabricación de equipos térmicos se utilizan principalmente los materiales descritos anteriormente, su elección está sujeto a las necesidades de fabricación al que este diseñado el equipo según sus propiedades y especificaciones según (Guillén Cruz, 2014)

1.4.4. Calculo de intercambiadores

Para diseñar el intercambiador de flujo cruzado hay que tener en cuenta los siguientes conceptos básicos, y así hacer un correcto cálculo de equipo.

1.4.4.1. Caudal

Es el paso por una sección transversal de un determinado volumen de un fluido por unidad de tiempo conocido como caudal. En el caso de una tubería el caudal es la unidad de tiempo por el volumen de un fluido. Para que exista caudal Q es necesario que la velocidad de flujo sea perpendicular a la superficie, tal es el caso que si se descompone vectorialmente a la velocidad, entonces el caudal será su componente normal nos dice (Mataix, 2004)

A continuación, describo una ecuación con diferentes variables de fluidos, el cual nos válida para la velocidad del flujo.

$$Q = AV \quad (15)$$

- $Q = \text{Caudal} \left[\frac{m^3}{s} \right]$
- $A = \text{Area} [m^2]$
- $V = \text{Velocidad} \left[\frac{m}{s} \right]$

1.4.4.2. Flujo másico.

En una sección transversal de un conducto, la cantidad de masa que pasa por la unidad de tiempo se le conoce como flujo másico (\dot{m}), el punto indica el cambio con respecto al tiempo. Esta denotación se utiliza tanto para flujos compresibles como para los incompresibles donde su densidad es homogénea en toda superficie cuya ecuación es según (Yunus A. & Afshin J., 2011):

$$\dot{m} = \rho AV = \rho Q \quad (16)$$

Donde:

- $\dot{m} = \text{Flujo masico} \left[\frac{Kg}{s} \right]$
- $Q = \text{Caudal} \left[\frac{m^3}{s} \right]$
- $A = \text{Area} [m^2]$
- $\rho = \text{Densidad} \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$

1.4.4.3. Régimen de flujo

Dependiendo de las condiciones puede ser laminar o turbulento. Cuando sus líneas de corriente son a bajas velocidades es de comportamiento laminar. como se muestra en la figura I.12 lado derecho es de alta viscosidad, lo que ocasiona que se mueva con baja velocidad. Se convierte en turbulento cuando se incrementa la velocidad pasando un valor critico en el cual la característica de la viscosidad del fluido no afecta el régimen de desarrollo ver figura I.12 del lado Izquierdo, se determina un flujo alterado en el interior de la tubería según (Holman, 1998). Este cambio no ocurre de manera repentina de laminar o turbulento si no que se presenta bajo un intervalo de velocidad, donde el flujo oscila entre laminar y turbulento antes de convertirse íntegramente en turbulento (Bird, 2006). En la Figura I.12 se percibe la forma de huella que deja una tinta al expulsarse con una determinada velocidad, indicando los diferentes regímenes del flujo. (Guillén Cruz, 2014)

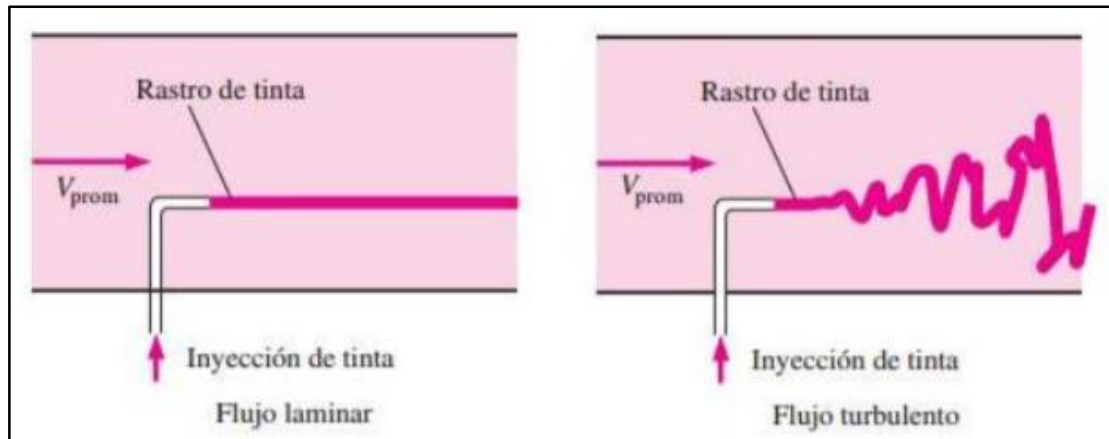


FIGURA I.11: Régimen de flujo, laminar (Derecho) turbulento (Izquierdo)

1.4.4.4. Número De Reynolds

En la practica la mayoría de los flujos son turbulentos debido a que se manejan a grandes velocidades, en fluidos intensamente viscosos, encontramos a los flujos laminares, como los aceites que se movilizan en diámetros de tubos pequeños y angostos pasos (Karlekar, 1996). En general en tubos circulares de flujo el número de Reynolds está definido como o (Holman, 1998)

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

$$Re_{m\acute{a}x} = \frac{U_{max-GC} * d_{ext}}{\nu_{GC}} \quad (17)$$

Donde:

- $Re = Re_{m\acute{a}x} = \text{Numero de Reynolds [Adimensional]}$
- $V = U_{max-GC} = \text{Velocidad } \left[\frac{m}{s} \right]$
- $D = d_{ext} = \text{Diametro Exterior } [m^2]$
- $\mu = \text{Viscocidad Dinámica } \left[\frac{Kg}{m*s} \right]$
- $\nu = \nu_{GC} = \text{Viscocidad Cinematica } \left[\frac{m^2}{s} \right]$
- $\rho = \text{Densida } [Kg/m^3]$

En la práctica un flujo es laminar en un tubo para el cálculo de sistemas y modelos tenemos que $Re < 2300$, y se tiene que el turbulento para $Re > 10000$ (Kern, 1999).

1.4.4.5. Número de Nusselt

Con el fin de reducir el número de variables totales en los estudios sobre convección es común eliminar las dimensiones a las ecuaciones, las cuales se agrupan en números a dimensionales (Kern, 1999). El mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido es representado por el número de Nusselt, como resultado de la convección, entre más alto el número de Nusselt la convección es más eficaz. (Mills, 1995)

Esta ecuación se encuentra h_{ext} y h_{int}

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * d_{ext}(m)}{k_{GC} \left(\frac{W}{m * ^\circ C} \right)} \quad (18)$$

$$h = h_{ext} = \text{Coeficiente de transferencia de calor por convección} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right]$$

$$k = k_{GC} = \text{Conductividad Termica del fluido} \left[\frac{W}{m * ^\circ C} \right]$$

$$D = d_{ext} = \text{Diametro exterior [m]}$$

1.4.4.6. Número de Nusselt turbulento

Debido a la dificultad para tratar de forma teórica con este tipo de flujo, la mayor parte de las correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor y de flujo turbulento se basa en estudios experimentales (Icropera, 1999). En el flujo turbulento desarrollado en tubos lisos se obtiene el número de Nusselt:

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^n \quad (19)$$

Donde:

$$n = 0.4 \text{ para calentamiento y } 0.3 \text{ para enfriamiento del fluido}$$

$$Re = \text{Numero de Reynolds}$$

$Pr = \text{Numero de Prandtl}$

1.4.4.7. Número de Nusselt laminar en tubos circulares

Debido a la conducción presente a lo largo del tubo se supone que existe un número de Nusselt constante cuando se tiene un flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular sujeto a un flujo de calor constante en una superficie de calor desconocida (Yunus A. & Afshin J., 2011). En un flujo de calor constante el número de Nusselt es:

$$Nu_{\text{calor constante}} = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad (20)$$

1.4.4.8. Número de Nusselt laminar en Sección Anular

La relación de transferencia de calor entre dos superficies de un tubo, una interior y otra exterior, el flujo en un espacio anular está asociada con dos números de Nusselt un número sobre la superficie interior (N_{u_i}) y el otro número exterior (N_{u_o}) (Yunus A. & Afshin J., 2011). Se toma como un arreglo de tubos concéntricos de diámetro interior D_i y exterior D_o como se muestra en la Figura I 12, entonces se tiene que el diámetro hidráulico:

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4\pi(D_o^2 - D_i^2)/4}{\pi(D_o + D_i)} = D_o - D_i \quad (21)$$

Donde

$D_h = \text{Diámetro hidráulico [m]}$

$A = \text{Área [m}^2\text{]}$

$P = \text{Perímetro [m]}$

$D_i = \text{Diámetro interior sección anular}$

$D_o = \text{Diámetro externo sección anular}$

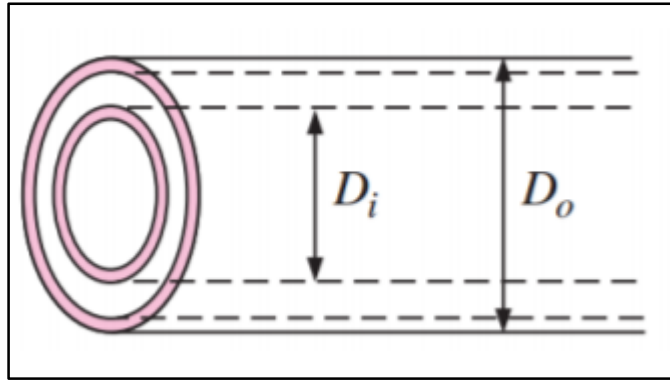


FIGURA I.12: Diámetro de dos tubos concéntricos en sección anular.

En la Tabla I-2, con una superficie isotérmica y otra adiabática para un flujo laminar se dan en conocimiento los números de Nusselt, los respectivos coeficientes de convección para ambas superficies se determinan en la ecuación de (Ferley, 2007):

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad y \quad Nu_o = \frac{h_o D_h}{k} \quad (22)$$

Donde:

Nu_i = Numero de Nusset en superficie interna del tubo

Nu_o = Numero de Nusset en superficie externa del tubo

Tabla I-2: Numero de Nusselt para flujo laminar en espacio anular fuente (Yunus A. & Afshin J., 2011)

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	----	3,66
0,05	17,46	4,06
0,1	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,5	5,74	4,43
1	4,86	4,86

1.4.5. Análisis de calor o balance térmico

Mediante el análisis de la 1ra ley de la termodinámica o también conocida como principio de la conservación de la energía encontramos la ecuación que define la transferencia de calor en un intercambiador, mediante el balance energético de flujo,

en el cual la energía que entra a un volumen de control es igual a la energía que sale (Kern, 1999).

$$\dot{m}_1 * c_{p1} (T_1 - T_2) = \dot{m}_2 * c_{p2} (T_2' - T_1') [W] \quad (23)$$

También:

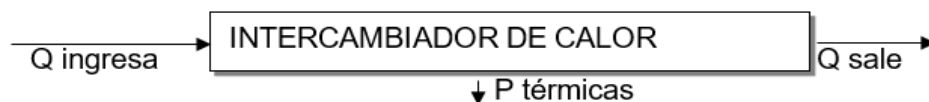
$$\dot{m}^* (h_1 - h_2) = \dot{m}_2^* (h_2' - h_1') [W] \quad (24)$$

Sabiendo que:

h = Es la entalpia correspondiente del fluido.

\dot{m} = Flujo másico

Dp.d.v. Termodinámico: Los procesos en los aparatos son isobáricos.



Eficiencia de transferencia:



1.4.5.1. Rendimiento térmico de un intercambiador de calor:

$$\eta = \frac{\text{Calor útil}}{\text{Calor total}} = \frac{\dot{m}_2 (h_2' - h_1')}{\dot{m}_2 (h_2' - h_1') + P. \text{térmicas}} \quad (25)$$

Reemplazando, se halla el calor útil del intercambiador:

$$Q_u = \dot{m}_{GR} * (h_{GR1} - h_{GR2}) * \eta_{IC} \quad (26)$$

Donde:

- η = Rendimiento del intercambiador.
- Q_u = Calor útil

➤ $Q_T = \text{Calor Tota}$

1.4.5.2. Pérdidas térmicas:

Son debidas al deficiente aislamiento térmico. Deben ser, en modo normal, solamente 3% del calor total del intercambiado en el aparato. (Paredes Rosario , 2013)

1.4.5.3. Determinación de la superficie de intercambio de calor

Se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = m_1 c_1 (t_1 - t_2) = K * S * \Delta t_m, \quad [W] \quad (27)$$

En la cual:

$K = \text{Coeficiente global de intercambio de calor (de tablas)} \left(\frac{W}{m^2} * K \right)$

$S = \text{Superficie de intercambio de calor (m}^2\text{)}$

$\Delta t_m = \text{Diferencia media de temperatura entre los dos fluidos (K):}$

1.4.5.4. Determinación de la temperatura del agua a calentar en tanque de alimentación a calderas.

Se determina mediante la ecuación que se menciona a continuación un balance de flujos de energías tanto de agua fría (make up) como el flujo del condensado:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{cond}} * h' + \dot{m}_{\text{agua make up}} * h_{\text{agua calentada}} \\ = (\dot{m}_{\text{cond}} + \dot{m}_{\text{agua-make up}}) * h_{\text{agua Caldera}} \end{aligned} \quad (28)$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{cond}} = \text{Flujo másico del condensado}$

$h' = \text{Entalpia del Flujo másico del condensado}$

$\dot{m}_{\text{agua make up}} = \text{Flujo másico de agua fria o make up}$

$h_{\text{agua Caldera}} = \text{Entalpia de agua en la caldera}$

1.4.6. Coeficiente de transferencia térmica global en intercambiadores de calor sin contacto directo

En el análisis térmico de un intercambiador de calor de carcasa y tubos la primera acción a realizar es la evolución de coeficiente de transferencia térmica entre las dos corrientes que fluyen, una corriente T_c y otra T_f , las cuales se encuentran separadas por una pared de característica plana y que se identifica por la fórmula (Fernández Díez, 2000)

$$Q = K_G * A * (T_C - T_F) \quad (29)$$

Se denota también que: $K_G = U$

$$K_G = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=3} R_i} = \frac{1}{\frac{1}{h_c * A} + \frac{1}{K * A} + \frac{1}{h_f * A}} \quad (30)$$

En un intercambiador de calor formado por tubos concéntricos, como se demuestra en la ilustración II.9 el área de término es: (Paredes Rosario , 2013)

Interior:

$$A_i = 2\pi * r_{int} * L \quad (31)$$

Exterior:

$$A_e = 2\pi * r_{ext} * L \quad (32)$$

Se formula de una forma general:

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{cint} * A_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{exterior}}{r_{interior}}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{F ext} * A_{ext}}} \quad (33)$$

Cuando esta referido a la superficie exterior el coeficiente de transferencia térmica global (A_{ext}): (Paredes Rosario , 2013)

$$K_{G_{ext}} = \frac{1}{\frac{r_{exterior}}{h_{cint} * A_{int}} + \frac{r_{ext} * \ln\left(\frac{r_{exterior}}{r_{interior}}\right)}{k} + \frac{1}{h_{F_{ext}}}} \quad (34)$$

Y cuando se refiere a la superficie interior (A_{int})

$$K_{G_{int}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cint}} + \frac{r_{int} * \ln\left(\frac{r_{exterior}}{r_{interior}}\right)}{k} + \frac{1}{h_{F_{ext}} * r_{ext}}} \quad (35)$$

En muchos casos, KG se determina por la resistencia térmica en una película fluido sobre sólido. Por mencionar un ejemplo cuando un fluido es gas y el otro líquido, o si un fluido está en ebullición con un coeficiente de transferencia de calor elevado nos indica. (Paredes Rosario , 2013)

Concluyendo:

$$K_G \left(\frac{w}{m^2 * ^\circ C} \right) = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta_p}{k_{mat-tubo}} + \frac{\delta_{incrust}}{k_{incrust}}} \quad (36)$$

En la cual:

- h_{int} = coeficiente de transferencia de calor por convección gases a pared interna de tubo, [w/(m²*°C)]
- h_{ext} = coeficiente de transferencia de calor por convección pared externa de tubo a agua de caldera, [w/(m²*°C)]
- δ_p = Espesor de pared de tubo del calentador: [2.11 mm]
- $k_{mat-tubo}$ = Coeficiente de conductividad térmica del material del tubo de intercambio de calor, [w/(m*°C)]
- $\delta_{incrust}$ = Espesor de capa de incrustación en tubo del calentador: [0.5 mm]
- $k_{incrust}$ = Coeficiente de conductividad térmica del material del material de incrustación sobre pared exterior del tubo, [w/(m*°C)]

1.4.6.1. Factor de suciedad

Cuando se cuenta con incrustaciones de calizas procedentes de la caldera u oxidos, lodos u otros derivados resulta imposible predecir el coeficiente de transfrecnia de calor global en un I.C, esto se debe que durante el funcionamiento con la mayoría de los liquidos y con algunos gases se forman películas sobre la superficie del intercambiador de calor, ver figura I.13; motivan a una alza de resistencia térmica del sistema nos dice (Fernández Díez, 2000)

Realizando ensayos de rendimiento en un intercambiador limpio y se repiten luego que el aparato haya estado en servicio durante algún tiempo, se puede hallar la resistencia térmica del depósito (o factor de incrustación) R_{suc} con la relación:

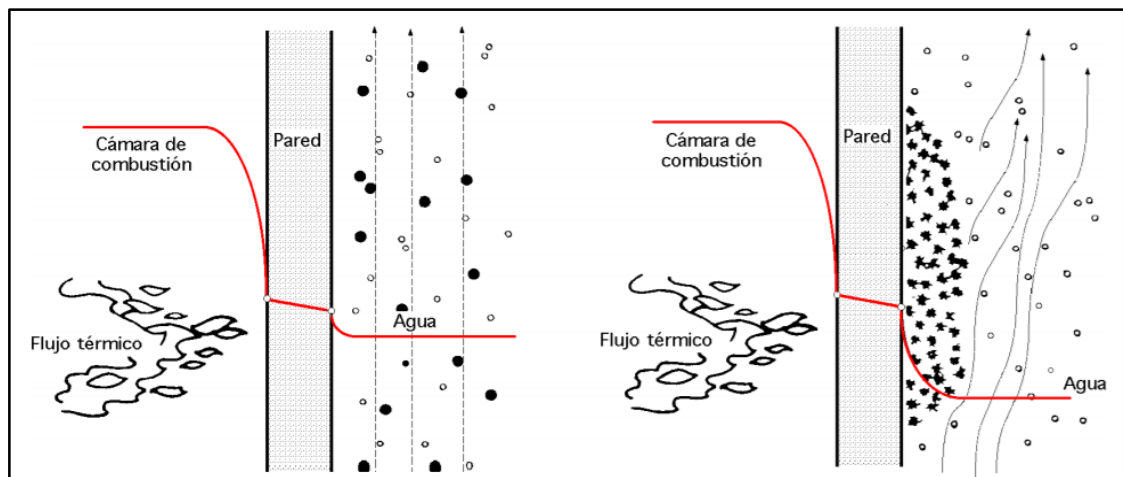


FIGURA I.13: Transmisión de calor entre la cámara de combustión y el agua de una caldera con incrustaciones calcáreas. (Fernández Díez, 2000)

Realizando ensayos de rendimiento en un intercambiador limpio y se repiten luego que el aparato haya estado en servicio durante algún tiempo, se puede hallar la resistencia térmica del depósito (o factor de incrustación) R_{suc} con la relación: (Paredes Rosario, 2013)

$$R_{sucio} = R_{func} - R_{limpio} = \frac{1}{U_{func}} - \frac{1}{U_{limpio}} \rightarrow U_{func} = \frac{1}{R_{sucio} + \frac{1}{U_{limpio}}} \quad (37)$$

Siendo:

$$R_{\text{sucio}} = R_e + R_i \frac{A_{\text{ext}}}{A_{\text{int}}}; \quad (38)$$

$$U_{\text{limpio}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{cexterior}}} + R_{\text{equivalente}} + \frac{1}{h_{\text{cinterior}}} * \frac{A_{\text{exterior}}}{A_{\text{interior}}}} \quad (39)$$

El coeficiente global de transmisión de calor U_{Func} en funcionamiento al cabo de un tiempo, referida a la sección exterior A_e según fuente: (Paredes Rosario , 2013), en la que.

$$U_{\text{func}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{cext}}} + R_{\text{equiv}} + R_{\text{ext}} + \frac{R_{\text{int}} * A_{\text{ext}}}{A_{\text{int}}} + \frac{A_{\text{ext}}}{h_{\text{cint}} * A_{\text{int}}}} \quad (40)$$

Donde:

U_{limpio} = Coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador, limpio

U_{suc} = Coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador después de producirse el depósito.

h_{cext} = es el coeficiente de convección medio del fluido en el exterior del tubo.

h_{cint} = coeficiente de convección medio del fluido en el interior del tubo

R_{ext} = resistencia unitaria del depósito de suciedad en el exterior del tubo

R_{int} = resistencia unitaria del depósito de suciedad en el interior del tubo.

R_{equiv} = resistencia unitaria del tubo, (no se han considerado los depósitos de suciedad interior y exterior), y el material del tubo, en $\text{m}^2\text{K/W}$, basada en el área de la superficie exterior del tubo.

$A_{\text{ext}}/A_{\text{int}}$ = relación entre la superficie exterior y la interior del tubo

Ver tabla de anexo 5 el cual se muestra los coeficientes de suciedad.

Tabla I-3: Valores orientativos del coeficiente global de intercambio de calor K para aparatos tubulares en función de la naturaleza de los fluidos que circulan por ellos.

Fluidos que circulan por el aparato	K			
	En convección Libre		En convección Forzada	
	kcal / m ² h gra C	W/m ² K	kcal / m ² h °C	W/m ² K
Líquido - Líquido (agua)	120...290	140...340	730...1460	840...1700
Agua - Aceite	25...50	29...58	100...240	120...290
Líquido - Gases de Combustión	5...15	6...18	10...50	12...60
Líquido - Líquido en Ebullición	100...290	116...340	240...700	280...845
Gases - Gases	3...10	4...12	10...30	12...35
Gases - Agua en Ebullición	5...10	6...12	10...50	12...60
Vapores de Agua - Líquidos	240...980	280...1200	730...3900	845...4500
Vapores de Agua - Aceite	50...145	60...170	100...290	116...340
Agua - Vapores líquidos frigoríficos	195...380	225...440	290...730	340...845
Vapores de Agua - Gases de Combustión	5	6	700...1500	820...1750
Vapores de Agua - Aire	5...10	6...12	10...50	12...60

1.4.7. Intercambiadores de calor calculo térmico. método de la LMTD

Los I. C. tienen gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos óptimos en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, y también en función del aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función, así como se aprecia en la figura I.15.

Al instalarse y poner en servicio un I. C. en un proceso de transferencia térmica, se precisa un determinado gradiente de temperatura para que se pueda efectuar la transmisión del calor; la magnitud de este gradiente se puede reducir utilizando un I. C. mayor, pero esto implica un mayor coste, tanto de tipo económico, como energético. Se considera como parte del conjunto de los intercambiadores de calor, los clásicos formados por la carcasa y tubos, y los de mezcla.

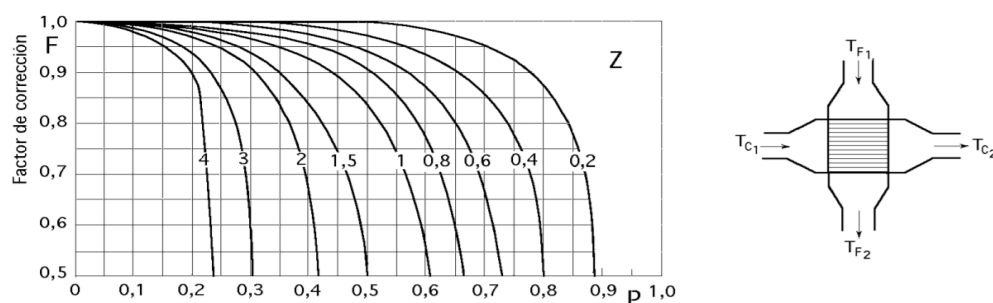


FIGURA I.14: Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido, y un paso de tubos fuente (Fernández Díez, 2000)

1.4.8. Coeficiente de transmisión de calor del interior de los tubos del intercambiador de cuatro pasos

Es aproximadamente igual a 3,03 veces mayor que el del I. C. de un solo paso, pudiendo ser mayor si la velocidad en cada paso simple es suficientemente pequeña para dar lugar a un flujo laminar.

Las pérdidas por rozamiento: son del orden de 42,8 veces mayores sin tener en cuenta las pérdidas adicionales debidas a las expansiones y contracciones (Paredes Rosario , 2013).

1.4.8.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externa

1.4.8.1.1. Disposición de tubos:

En este estudio se utilizarán los haces de tubos paralelos, muy utilizados en diversos tipos de intercambiadores de calor. Los tubos intercambian calor con un fluido que circula a través de ellos. Existen dos configuraciones básicas de los tubos en un haz; ambas se representadas en la Figura I.15. En la disposición alineada los tubos están en línea con el flujo, y en la alternada o al tresbolillo los tubos se presentan escalonados en filas alternativas. El flujo y la transmisión de calor en haces de tubos depende, además de la velocidad, temperatura y propiedades del fluido, de la disposición geométrica de los tubos. Para la primera fila de tubos que aborda el fluido, el coeficiente de transmisión del calor es muy similar al de un tubo aislado, mientras que para los tubos interiores el flujo está muy afectado por los tubos anteriores. El coeficiente de transmisión de calor en los tubos interiores es superior, ya que existe mayor turbulencia.

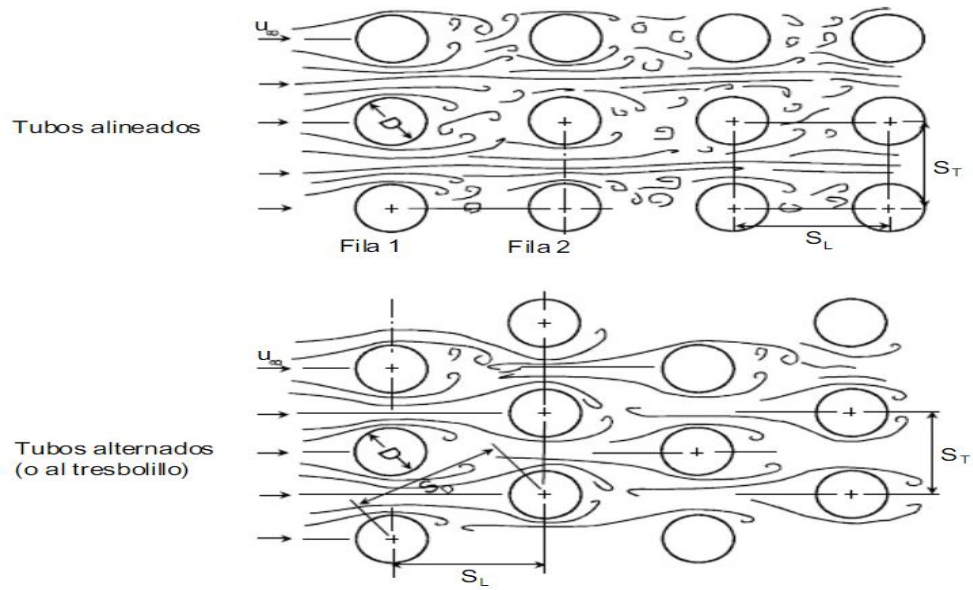


FIGURA I.15: configuraciones básicas de los tubos en un haz. Fuente: (Bird, 2006)

1.4.8.1.2. Para tubos de 3 bolillos o escalonados

Se utilizarán las ecuaciones para el análisis de intercambiadores de calor en banco de tubos, en corriente en cruz como se muestra en la figura I.16.:

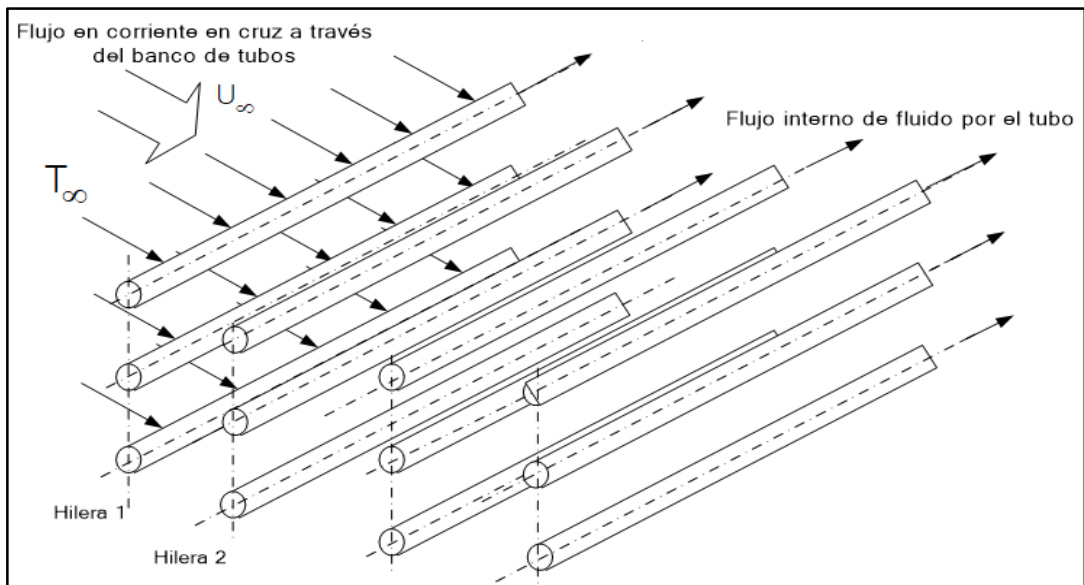


FIGURA I.16: Disposición de tubos en tres bolillos. Fuente: (Yunus A. & Afshin J., 2011)

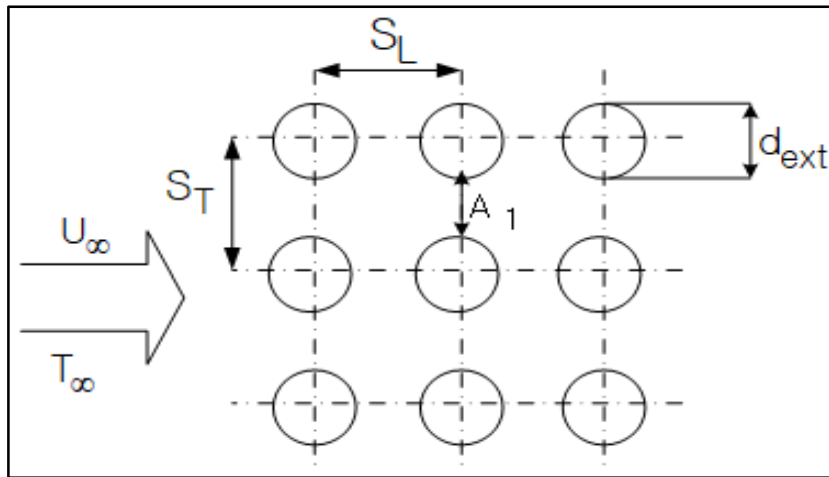


FIGURA I.17: vista frontal de tubos. Fuente: (Yunus A. & Afshin J., 2011)

Para aplicar la ecuación de la continuidad, según como se especifica en la figura I.17, para cada caso:

1.4.8.2. Para tubos alternados:

$$U_\infty * S_T = U_{\max} * A_{\min} \quad (41)$$

$$U_{\max} = U_\infty * \frac{S_T}{A_{\min}} \quad (42)$$

Siendo:

$$A_{\min} = \text{Minimo} (A_1, A_2)$$

$$Re_{DM} = \frac{U_{\max} * D}{\nu} \quad (43)$$

Si el número de filas es igual o mayor que 20; se determinan las propiedades del fluido a temperatura media

$$T_m = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (44)$$

Se determinan C y n con el valor de $Re_{D_{\max}}$ y la disposición y dimensiones de los tubos.

Cálculo del coeficiente de convección para el caso de fascículo de tubos escalonados

$$Nu = \epsilon * C * Re^m * Pr^{0.36} \quad (45)$$

Tabla I-4: coeficiente de convección

X1/d \ X2/d	1,25		1,50		2		3	
	C	m	C	m	C	m	C	m
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,5	0,367	0,586	0,250	0,62	0,101	0,702	0,0678	0,744
2	0,418	0,57	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,608
3	0,29	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608

Fuente: (Paredes Rosario , 2013)

Determinación del coeficiente de corrección ε :

Tabla I-5: coeficiente de corrección; Fuente: (Paredes Rosario , 2013)

n	2	3	4	5	6	>10
e	0,90	0,93	0,96	0,97	0,98	1,00

Se elige, desde el punto de vista constructivo:

$$\frac{X_1}{d} = \frac{X_2}{d} = 2 \quad (46)$$

1.4.8.3. Parámetros termo físicos del gas residual:

Temperatura media del gas:

$$T_{m-GR} = \frac{T_{gc1} + T_{GC2}}{2} \quad (47)$$

- TGC1 = temperatura del gas al entrar al tubo:
- TGC2 = temperatura del gas al salir del tubo

Tabla I-6: Propiedades físicas de los gases de combustión a $p = 101325$ Pa, con composición volúmica de los gases CO₂=13%; H₂O=11%; N₂ = 76%

t [°C]	T (K)	ρ [Kg/m ³]	Cp [KJ/Kg*K]	h (kJ/kg)	$k \cdot 10^2$ [W/m ² K]	$a \cdot 10^2$ [m ² /h]	$\mu \cdot 10^6$ [N*s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
200	473,15	0,75	1,097	219,38	4,01	17,60	24,50	32,80	0,67
230	503,15	0,71	1,104	254,56	4,26	19,87	25,62	36,70	0,66
300	573,15	0,62	1,122	336,63	4,84	25,16	28,23	45,81	0,650
348	621,15	0,57	1,136	396,12	5,25	29,90	29,89	52,80	0,65

Fuente: (Paredes Rosario , 2013)

Para los cálculos de la mínima distancia para el pase de los gases de combustión

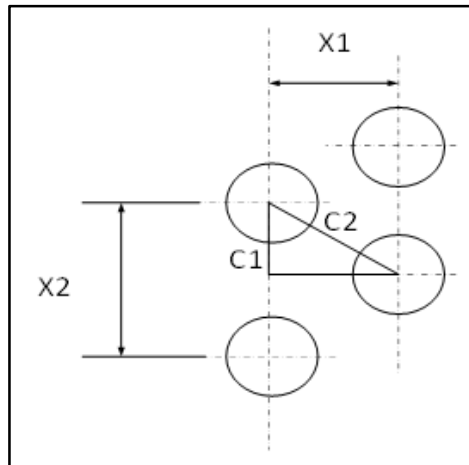


FIGURA I.18: disposición de tubos de calentador de agua por gases, en escalonado.

Fuente. (Paredes Rosario , 2013)

1.4.9. Diseño económico de un intercambiador de calor

Esta en relación entre los factores de velocidad y potencia de manera que el incremento de potencia necesaria para el bombeo se equilibre con la disminución del costo del intercambiador. Un intercambiador grande y costoso puede trabajar a baja velocidad y se ahorra potencia de bombeo y con una velocidad grande sucede lo inverso. (Paredes Rosario , 2013)

1.4.9.1. Flujo unitario de agua de caldera en tubo:

Sección transversal del tubo:

$$S_{int} = \frac{\pi}{4} * d_{int}^2 \quad (48)$$

Flujo unitario de gas en tubo:

$$m_{unit\ agua} \left(\frac{kg}{s} \right) = \rho_{agua} \left(\frac{kg}{m^3} \right) * U_{agua} \left(\frac{m}{s} \right) * S_t(m^2) \quad (49)$$

Donde:

$$m_{unit\ agua} = \text{flujo masico unitario del agua} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$\rho_{agua} = \text{densidad de agua} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$U_{agua} = \text{velocidad del agua} \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$S_t = \text{seccion del tubo o largo del tubo} (m^2)$$

Propiedades termofísicas del agua para temperatura promedio en tubo ver fi

$$t_{m-agua} = \frac{t_{agua1} + t_{agua2}}{2} \quad (50)$$

1.4.9.2. Número de tubos de intercambiador de calor por gases de escape.

Es la cantidad de tubos que conformaran el intercambiador de calor.

$$Nr_{tubos} = \frac{m_{t-agua} \left(\frac{kg}{s} \right)}{m_{unit-agua} \left(\frac{kg/s}{Tubo} \right)} \quad (51)$$

Número de Reynolds del flujo de agua en tubos:

$$Re = \frac{U_{agua} * d_{int}}{\nu_{agua}} \quad (52)$$

1.4.10. Clasificación de costos de producción:

Costos fijos: Son los costos permanentes de la empresa, por lo que su desembolso no está sujeto al nivel de producción, es decir, que si la empresa produce o no, igual se deben pagar. Por ejemplo: pagos por concepto de alquiler de local, sueldos y salarios, gastos de servicios públicos (electricidad, agua, teléfono, etc.)

Costos variables: son aquellos que pueden incrementarse o disminuirse, dependiendo del grado de producción. Por ejemplo: la materia prima, si las ventas de un producto aumentan, entonces se necesitará de mucha más materia prima para elaborarlo, o, por el contrario, si las ventas de un producto disminuyen, no se necesitará de mucha materia prima. Lo mismo ocurre con los envases, ya que su cantidad obedecerá a la cantidad de bienes fabricados

Costo total: Es la sumatoria de los costos fijos y variables.

Costo marginal: Representa la tasa de variación del costo total, ante el incremento de una unidad producida. Por ejemplo: si el costo total para producir 50 productos son 100 soles y el costo total para fabricar 51 productos, son 115 soles, quiere decir entonces que el costo marginal son 15soles.

1.4.11. Definición de términos importantes

Combustión: Combinación de un comburente (normalmente bunker o Diesel) con otro combustible que es el que suscita o activa la combustión, por ejemplo: el O₂.

Watt: Unidad de la potencia eléctrica, es igual a la potencia desarrollada por una corriente eléctrica que produce el trabajo de un joule en un segundo.

Caballo de vapor: Unidad de medida que expresa la potencia de una máquina, y representa el esfuerzo necesario para levantar, a un metro de altura, en un segundo, 75 Kg de peso.

Cámara de combustión: En los motores de explosión, es un espacio libre situado entre la culata y la cabeza del pistón, en el cual se produce la ignición de los gases.

Culata: Cámara situada en la parte superior del cilindro de un motor de explosión, en la que se hallan las válvulas.

Caldera pirotubular: En este tipo de caldera consiste en atravesar todos los gases calientes por sus respectivos tubos los productos de la combustión hasta el otro extremo, dichos tubos en su exterior se encuentran rodeados de agua los cuales al estar en contacto con el calor pasan de estado líquido a gaseoso. (Cisneros Correa, 2015)

Motor Diesel: Es un motor de combustión interna, en el cual se comprime el aire de admisión a una alta presión. Luego de esta compresión el combustible es inyectado dentro de la cámara y debido a que el aire se encuentra a una temperatura superior a la de inflamación del combustible, se produce la ignición de éste a una presión casi constante. La expansión de los productos originados en la combustión va seguida por el proceso de escape de los gases, el cual a su vez va seguido por la aspiración de aire fresco. (Diesel, 1882)

Horno: Es una cámara donde se efectúa la combustión. Esta cámara regula, confina la combustión de los productos y es capaz de resistir las altas temperaturas y presiones que se generan. Sus dimensiones y geometría están adaptadas a la velocidad de transformación en energía térmica, al tipo de combustible utilizado y al método de combustión, de tal manera que promuevan una combustión completa y proporcionen un medio para eliminar la ceniza. En hornos enfriados por agua, el calor absorbido por radiación afecta directamente la temperatura de los gases de combustión en el interior del horno, así como los gases que salen del mismo, lo cual constituye la generación de vapor (Paredes Rosario , 2013)

Dureza del agua: Es la forma frecuente de expresar la concentración de impurezas que relaciona las partes en peso del elemento impuro por millón de partes de agua (ppm). Todas las aguas naturales contienen impurezas, muchas de las cuales pueden dañar la operación de la caldera. Estas impurezas pueden originarse en la tierra y en la atmósfera y se clasifican en una forma muy amplia como materias orgánicas e inorgánicas disueltas, en suspensión y gases disueltos. (Paredes Rosario , 2013)

Agua de alimentación: Se llama así al agua que ingresa a la caldera después de un tratamiento, o bien, con mayor frecuencia obtenida como una mezcla de condensado y agua tratada. Para evitar la corrosión tanto en la caldera como en el sistema de precalentamiento, se debe eliminar cualquier tipo de gas disuelto. El factor primordial en la corrosión de superficies de acero en contacto con el agua es, quizá, el oxígeno disuelto, el cual puede estar disuelto en el agua de alimentación debido a su contacto previo con el aire de la atmósfera. (Paredes Rosario , 2013)

Tratamiento de agua de la caldera o Make up: Tiene por objeto evitar la corrosión, las impurezas en las superficies conductoras de calor y la contaminación del vapor, también es un auxiliar que ayuda a mantener dentro de los límites satisfactorios las condiciones generales del agua. El tratamiento requiere cantidades apropiadas de productos químicos que reaccionan con las impurezas residuales presentes en el agua de alimentación. La prevención de la corrosión en las calderas se realiza manteniendo un estado alcalino en el agua, situación que se expresa en términos de pH, o bien, en alcalinidad total. (Paredes Rosario , 2013)

Relación de compresión: Se obtiene dividiendo la suma del desplazamiento más el espacio muerto entre el volumen del espacio muerto de la cámara de combustión. La relación de compresión real es bastante menor que su valor nominal, debido al retraso en el cierre de la válvula de admisión. (Bird, 2006)

Transferencia de calor: Cantidad de energía calorífica que se intercambia del lugar de mayor temperatura al de menor temperatura, así cumpliendo la segunda ley de la termodinámica. (Welt, 1978)

Segunda Ley de la Termodinámica: Indica que el calor se transfiere del elemento de mayor temperatura al de menor temperatura, desarrollando un trabajo. La ley también establece que se necesita hacer un trabajo para pasar calor de un elemento de baja temperatura a uno de mayor temperatura. (Bird, 2006)

Entalpía: es una magnitud de estado que indica el poder calorífico de un sistema termodinámico siendo su símbolo la letra “h” y su unidad de medida el julio (Irmgard K, 2002)

1.5. Justificación del estudio

➤ **Técnica:**

Se pretende a mejorar el nivel operativo y eficiencia del sistema de generación de vapor en la empresa Hayduk, aprovechando los gases residuales de los grupos electrógenos

➤ **Económica:**

Al aumentar el rendimiento de la caldera de vapor, se obtendrá un menor consumo de combustible, pues se aprovechará el calor de los gases residuales de grupos electrógenos.

➤ **Laboral:**

Al implementar el sistema de recuperación de calor de los gases residuales, existirá un mejor trabajo de equipo, participando los técnicos de mantenimiento y de operación, se podrá implementar mejores planes de mantenimiento de los dispositivos térmicos, con rendimiento y capacidad térmica, programas de capacitación, nuevos métodos y tecnologías, con los aportes del personal propio.

➤ **Tecnológica**

Factibilidad de diseñar, construir, poner en servicio y asimilar equipos de tecnología

moderna de aprovechamiento de calor y obteniendo más fiabilidad y automatizar, según se justifique.

1.6. Hipótesis

El diseño de un intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno permite reducir los costos de producción de vapor en la planta Hayduk, de Puerto Malabrigo 2018

1.7. Objetivos

1.7.1. General.

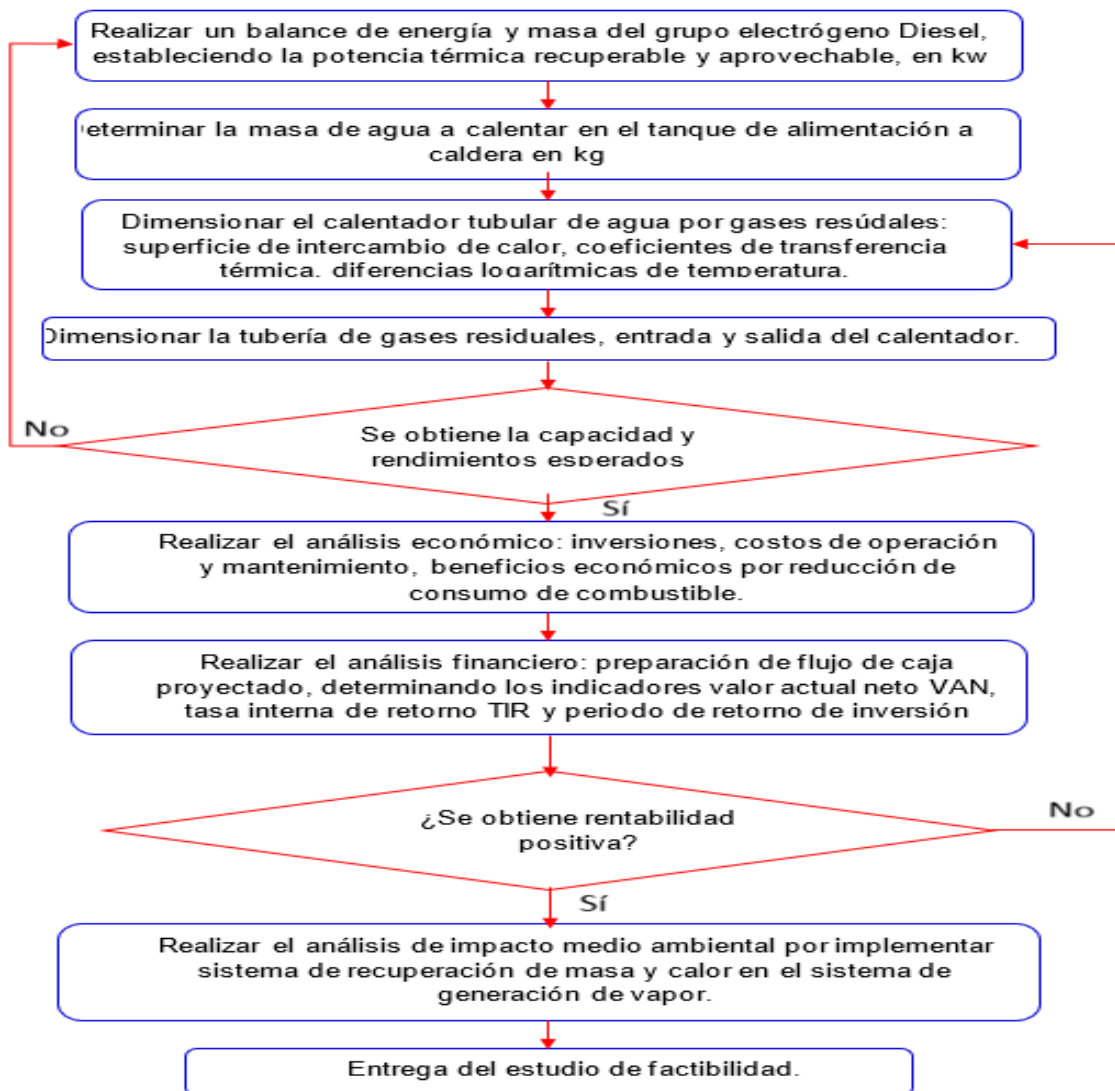
“Diseñar un intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno permite reducir los costos de producción de vapor en la planta Hayduk, de Puerto Malabrigo 2018”

1.7.2. Especifico.

- a) Realizar un balance de energía y masa del grupo electrógeno Diesel, estableciendo la potencia térmica recuperable y aprovechable, en kw.
- b) Determinar la masa de agua a calentar en tanque de alimentación a calderas, en kg.
- c) Dimensionar el intercambiador tubular de agua por gases residuales: superficie de intercambio de calor, coeficientes de transferencia térmica, diferencias logarítmicas de temperatura.
- d) Dimensionar la tubería de gases residuales, entrada y salida del calentador.
- e) Realizar el análisis económico: inversiones, y beneficios económicos por reducción de consumo de combustible.
- f) Realizar el análisis financiero: Preparación del flujo de caja proyectado, determinando los indicadores Valor actual neto (VAN), Tasa interna de retorno (TIR), y período de retorno de la inversión (PRI)
- g) Realizar un análisis de impacto medio ambiental por implementar sistema de recuperación de masa y calor en el sistema de generación de vapor

II. MÉTODO

2.1. Diseño de investigación



2.2. Variables operacionales

2.2.1. Variable independiente

Flujo térmico de gases residuales, kg/h, temperatura de gas residual.

2.2.2. Variable dependiente

Aumento de temperatura de agua alimentación a caldera, °C

Reducción costos de producción de vapor, Soles/TM

2.2.3. Variable interviniente

Variación de entalpía de gases residuales, kJ/kg

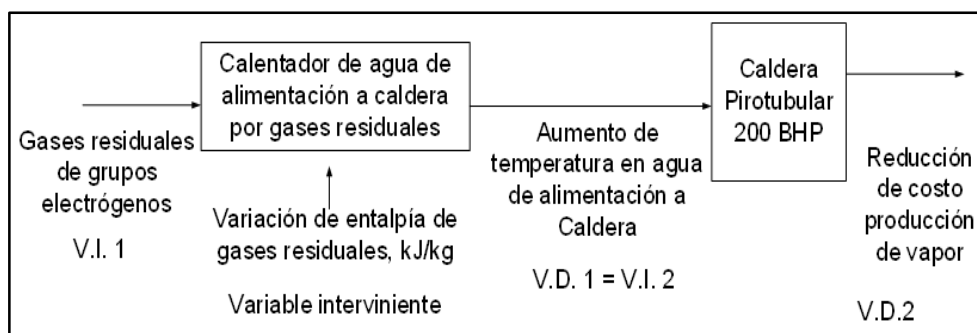


FIGURA II.1: Variables operacionales. fuente propia

2.2.4. Operacionalización de variables.

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variable independiente: Flujo másico de gases residuales de grupos electrógenos	Es el flujo de gases de combustión que abandonan el motor térmico, luego de la expansión adiabática, con temperatura entre 450 a 500 °C y presiones de 1.5 a 2.5 bar absolutos	Es el producto del rpm del motor por el volumen de un ciclo en el motor alternativo térmico	Flujo de gases residuales Flujos calientes de gases residuales (mayor a 200 °C)	Razón
Variable dependiente: Aumento de temperatura en agua de alimentación a caldera	Incremento de la energía interna del agua a caldera, por recepción de calor de un fluido de recuperación de calor	Es el resultado de sumar la temperatura inicial del agua más el resultado de dividir el flujo térmico recibido entre el producto del flujo de agua y su calor específico	Aumento de temperatura elevado Aumento de temperatura óptimo Aumento de temperatura bajo	Razón
Variable dependiente: Reducción del costo de producción de vapor	Valor monetario que se utiliza para generar vapor, y expresa la participación de diferentes componentes como combustible, mano de obra, insumos	Es la sumatoria de los costos de combustible, de agua, de insumos químicos, de mano de obra, de agua, utilizado en caldera	Reducción elevada del costo de producción de vapor Reducción baja del costo de producción de vapor	Razón
Variable interviniente: Variación de entalpía de gases residuales	Es el caudal de energía térmica de los gases residuales de combustión que pasa por la sección transversal de una tubería o conducto en la unidad de tiempo	Es el producto del flujo másico de gas residual multiplicado por su calor específico y por su temperatura	Variación alta de entalpía en gases residuales Variación pequeña de entalpía de gases residuales	Razón

2.3. Población y muestra

2.3.1. Población

Grupos electrógenos y calderas de empresas pesquera de la Libertad

2.3.2. Muestra

Grupo electrógeno y caldera de empresa Hayduk, Puerto Malabrigo

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

Técnica	Instrumento	Muestras	Evaluación y/o Supervisión
Observación	Hoja Excel de toma de datos primarios	Grupos electrógenos de Hayduk y sistema generación de vapor	Conocer el sistema eléctrico de y térmico, determinando sus principales parámetros e indicadores
Control de medidas con multímetros eléctricos industriales portátiles Manómetros Termómetros	Hoja Excel de toma de datos de control.	Conexiones de equipos eléctricos, de transporte y utilización.	calcular los valores reales actuales de los parámetros eléctricos que permitan determinar su capacidad y eficiencia en tiempo real.
Análisis registro de datos	Hoja de registro de repetibilidad y reproducibilidad (verificación)	Sistema eléctrico de potencia de empresa Molinos Calcáreos SAA	Señalar o indicar el tiempo de mantenimiento eléctrico y estimar su vida útil para posibles remplazos.

2.5. Métodos de análisis de datos

Se realizarán análisis descriptivos y analíticos del proceso de generación de energía eléctrica en grupos electrógenos, y de generación de vapor saturado; describiendo su funcionamiento y relaciones entre parámetros de la muestra de estudio, determinando indicadores de estadística descriptiva. La hipótesis de estudio será verificada con técnicas estadísticas inferenciales.

2.6. Aspecto ético

La entera información y datos, sin plagio de tipo alguno se realizarán por el autor del presente estudio, se presenta lo útil, lo que se conoce.

III. RESULTADOS

3.1. Balance de energía y masa del grupo electrógeno Diesel, estableciendo la potencia térmica recuperable y aprovechable, en kilowatt

3.1.1. Balance de masa y energía en el intercambiador de agua a caldera por gases de escape de grupos electrógenos.

3.1.1.1. Grupo electrógeno Modasa, Planta Hayduk

Cuenta con 3 unidades según modelo que se muestra en la ilustración III.1 siendo cada uno de 1718KVA, operando solamente una a la vez.



FIGURA III.1: Grupo electrógeno Modasa, Planta Hayduk

3.1.1.2. Especificaciones nominales de la figura de anexo 1

Tabla III-1: Especificaciones Nominales

DESCRIPCIÓN	dimens. por dato	dimens. para calculo
Flujo volumétrico de gases de escape, a plena carga: (Anexo 1)	$336m^3/min$	$5.60m^3/s$
Densidad de gases de escape@430°C	$0.5kg/m^3$	Tabla III.4
De la ecuación 14despejamos básica: $\dot{m} = \rho * v$	$5.60 \frac{m^3}{s} * 0.5 \frac{kg}{m^3} =$	$2.8 \frac{kg}{s}$
Flujo másico del gas de escape:	$2.8 \frac{kg}{s}$	
Temperatura de gases de escape:	434 °C	Anexo 01
Calor específico del gas de escape de entrada del intercambiador cp ver tabla III.4:	1.163 kJ/(kg*°C)	
Calor específico del gas de escape de salida del intercambiador cp ver tabla III.5:	1.088 kJ/(kg*°C)	
Rendimiento del intercambiador de calor	η_{IC}	99.5%

Flujo de condensado a tanque de agua a calderas datos de la planta hayduk		
Flujo total del (anexo 0-13)	37584 kg/h	10.44kg/s
\dot{m}_{cond} (anexo 0-13)	19584 kg/h	5.44 kg/s
Temperatura de ingreso (anexo 0-13)	95 °C	
Flujo másico de agua de make up: (anexo 0-13)	18000 kg/h	5.00 kg/s
Temperatura promedio agua de make up:	20 °C	(anexo 0-13)

3.1.1.3. Balance de energía y masa en calentador de agua por gases residuales.

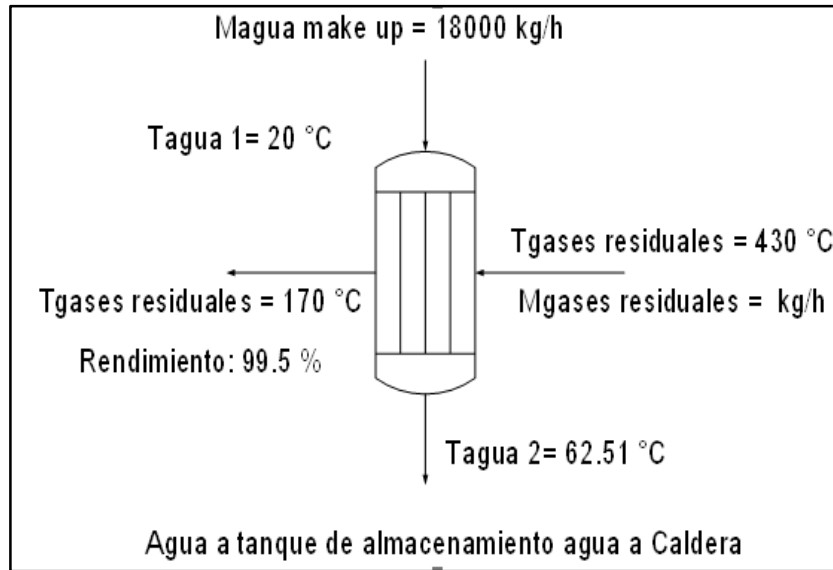


FIGURA III.2: balance de energía en calentador de agua a caldera por gases residuales.
Elaboración propia

Entalpía del gas de escape, entrada del intercambiador remplazando la ecuación 25 y despejamos para hallar la entalpía de gas Residual encontramos la entalpía de gas residual de entrada.

$$h_{GR1} = c_{pGR1} * t_{GR1} = 1.163 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} * 434 \text{ } ^\circ\text{C} = 504.742 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Utilizando la misma ecuación 25 encuentro la entalpía del gas de escape, a la salida del intercambiador de calor, con una temperatura $t_{GR} = 170 \text{ } ^\circ\text{C}$: por norma establecida.

$$h_{GR2} = 1.088 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} * 170^\circ\text{C} = 184.96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Reemplazando en ecuación 27, se halla el calor útil del intercambiador

$$Q_u = 2.8 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (504.742 - 184.96) * 0.995 = 890 \text{ kw}$$

Cálculo de la temperatura de salida del agua, del intercambiador: t_{ag2}

$$t_{ag2} = \frac{Q_u(\text{kw})}{m_{\text{agua}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * c_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right)} + t_{ag1}$$

Q_u = Flujo térmico útil del intercambiador de agua por gases residuales

$$t_{ag2} = \frac{890 \text{ kw}}{5.44 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4.187 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right)} + 20 = 62.51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Es decir, la temperatura máxima de salida del agua, del intercambiador, sería de 62.5 °C, la cual se mezclaría con el condensado caliente que ingresa al tanque de agua de alimentación.

3.1.1.4. Determinación de la temperatura del agua a calentar en tanque de alimentación a calderas.

Balance de energía en tanque agua de alimentación a caldera ver figura III.3

Y partiendo de la ecuación 29 de balance de energías.

$$\text{flujo másico de condensado: } \dot{m}_{\text{cond}} = 19584 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 5.44 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \text{ ver (Anexo 0-1)}$$

$$\text{Entalpía del condensado: } h = 398 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ a } 95^\circ\text{C} \text{ ver (Anexo 0-7)}$$

$$\text{Entalpía de agua make up: } h_{\text{agua make up}} = 261.88 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ a } (62.51^\circ\text{C}) \text{ (Anexo 0-7)}$$

$$\text{Flujo másico de agua de make up: } \dot{m}_{\text{make up}}^{\text{agua}} = 18000 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 5 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Entalpía del agua a caldera, salida tanque de almacenamiento, } h_{\text{Caldera}}^{\text{agua}} \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$$

reemplazando en ecuación 29 anterior:

$$5.44 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 398 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 261.88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = (5.44 + 5) * h_{\text{agua Caldera}}$$

Despejando y procesando:

$$h_{\text{agua a Caldera}} = \frac{3474.52 \text{ kw}}{10.44 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 332.81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Entonces, la nueva temperatura del agua a caldera será: 79.43 °C

Se observa en la figura 3.2, que se obtiene un incremento de temperatura del agua a caldera desde 59.11 °C a 79.43, es decir existirá un incremento de 20.32 °C, de la temperatura del agua a caldera, a plena carga

3.2. Dimensionamiento del calentador tubular de agua por gases residuales

Ver figura III.4

2.1.1. Características del calentador de agua de alimentación por gases

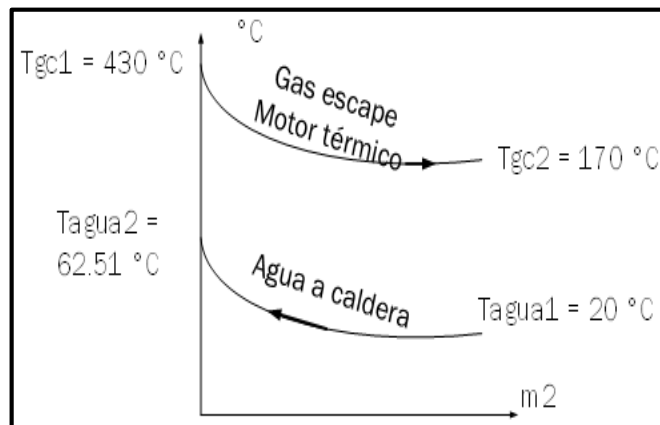


FIGURA III.3 temperaturas entrada y salida de agua y gases de combustión de intercambiador de calor. Fuente propia

Donde:

- ✓ Capacidad: 890 kW (anexo 1)
- ✓ Tipo: en banco de tubos, con disposición en tres bolillos o escalonado ver figura III.7
- ✓ Desde el punto de vista de los flujos: en corriente en cruz:
- ✓ Fluido por el exterior de tubos: gases residuales

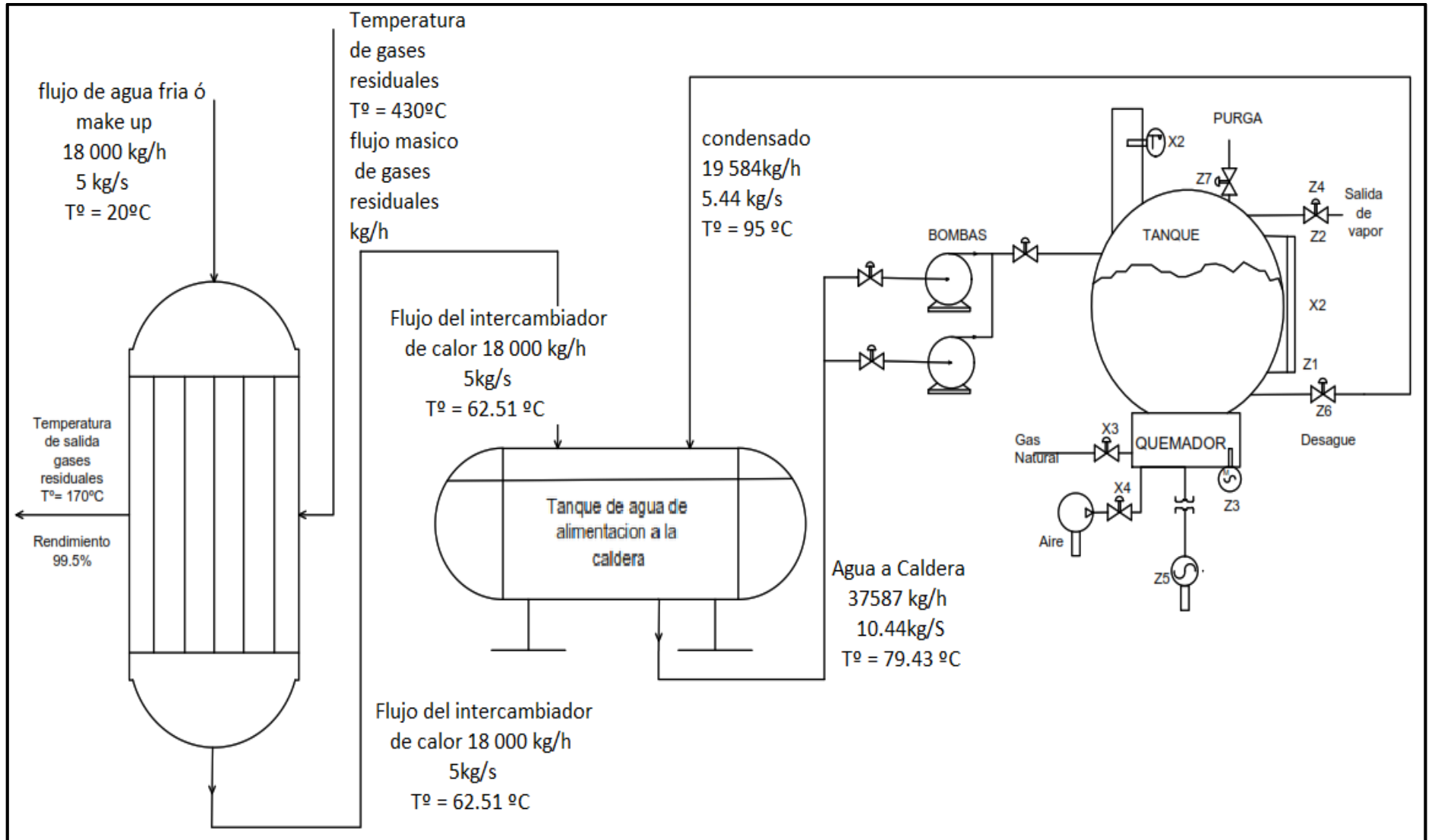


FIGURA III.4 Parámetros del balance de energía a caldera, Hayduk. Elaboración propia

- ✓ Fluido por el interior de los tubos: agua de make up para caldera
- ✓ Rendimiento del intercambiador de calor se asume según experiencia técnica que se construye, con aislamiento térmico: 99.5 %

3.2.1. Cálculo de temperatura media logarítmica en intercambiador, T_m

Se utiliza la ecuación 10 variables para encontrar la variación de temperatura, para intercambiadores tubulares en corriente en cruz

$$\text{Variación máxima de temperatura: } \Delta T_{\text{máx}} = (430 - 62.651)^\circ\text{C} = 367.349^\circ\text{C}$$

$$\text{Variación mínima de temperatura: } \Delta T_{\text{mín}} = (170 - 20)^\circ\text{C} = 150^\circ\text{C}$$

Reemplazando la ecuación 11 para encontrar la temperatura media cuadrática, del calentador:

$$T = \sqrt{(430 - 170)^2 + (62.51 - 20)^2} = 263.45^\circ\text{C}$$

Entonces, reemplazamos en la ecuación 10 para encontrar la temperatura media logarítmica:

$$T_m(^{\circ}\text{C}) = \frac{263.45}{\ln \frac{367.35 + 150 + 263.45}{367.35 + 150 - 263.45}} = \frac{263.45}{\ln 3.07523} = 234.52^\circ\text{C}$$

3.2.2. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Para calcular el coeficiente global de transferencia utilizaremos la ecuación 37, pero para ello, primero tenemos que encontrar sus variables.

$$K_G \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \right) = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{1}{h_{\text{ext}}} + \frac{\delta_p}{k_{\text{mat-tubo}}} + \frac{\delta_{\text{incrust}}}{k_{\text{incrust}}}}$$

En la cual:

- h_{int} = coeficiente de transferencia de calor por convección gases a pared interna de tubo, [w/(m²*°C)]
- h_{ext} = coeficiente de transferencia de calor por convección pared externa de tubo a agua de caldera, [w/(m²*°C)]
- δ_p = Espesor de pared de tubo del calentador: [2.11 mm]

- $k_{\text{mat-tubo}}$ = Coeficiente de conductividad térmica del material del tubo de intercambio de calor, $[\text{w}/(\text{m}^{\circ}\text{C})]$
- δ_{incrust} = Espesor de capa de incrustación en tubo del calentador: $[0.5 \text{ mm}]$
- k_{incrust} = Coeficiente de conductividad térmica del material del material de incrustación sobre pared exterior del tubo, $[\text{w}/(\text{m}^{\circ}\text{C})]$

3.2.3. Cálculo del coeficiente de convección interna:

Para hallar h_{int} se utilizará la ecuación 19 de Dittus Boelter, sabiendo que $n=0.3$ para el enfriamiento del gas residual.:

$$Nu_{\text{int}} = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.3}$$

Número de Reynolds del flujo de agua en tubería

Eligiendo tubo de acero inoxidable cédula 10S, 304 – L:

Tabla III-2: dimensionamiento de tubo de acero inoxidable cedula 10s,304-L

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	PROGRAMAR							
		5S		10S		40S		80S	
		ESPEORES DE PARED Y PESO							
Pulg	(mm)	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m
3/8	17.2	-	-	1.66	0.63	2.32	0.85	3.20	1.10
1/2	21.3	1.66	0.81	2.11	1.00	2.77	1.27	3.74	1.62
3/4	26.7	1.66	1.02	2.11	1.28	2.87	1.68	3.92	2.20

FUENTE Elaboración propia (basado en el anexo 3y 4)

Tubo para calentador de agua por gases de motor:

- ✓ $D_n = \text{Diámetro Nominal} = 3/4" (\text{pulgada})$
- ✓ $\delta_p = \text{Espesor} = 2.77\text{mm}$
- ✓ $d_{\text{int.}} = \text{Diámetro interior} = 26.7 - 2 * 2.11 = 22.48\text{mm} = 0.02248\text{m}$
- ✓ $d_{\text{ext}} = \text{Diámetro exterior} = 26.7\text{mm} = 0.0267\text{m}$
- ✓ Se asume la velocidad inicial del agua por ser flujo pequeño.
- ✓ $U_{\text{agua}} = \text{Velocidad de agua en tubos} = 0.35\text{m/s}$

3.2.4. Flujo unitario de agua de caldera en tubo:

Con la ecuación 41 se muestra la sección transversal del tubo:

$$S_{\text{int}} = \frac{\pi}{4} * 0.02248^2 = 3.969 * 10^{-4} \text{m}^2$$

Propiedades termofísicas del agua se aplica a través de la ecuación 43 para temperatura promedio en tubo como se muestra en la figura III.3:

$$\text{➤ } t_{m\text{-agua}} = \frac{59.11 + 79.43}{2} = 69.27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{➤ } t_{m\text{-agua}} = \text{Temperatura promedio de agua}$$

Al interpolar la temperatura promedio del agua según tabla de (Anexo 0-8) encontramos el número de Prandtl y la densidad del agua.

$$\text{➤ } \rho_{\text{agua}} = \text{Densidad del agua} = 978 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{➤ } Pr = \text{Número de Prandtl} = 2.58$$

$$K_{GC} = \text{Coeficiente de conductividad térmica} = 0.6625 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \right) \text{(Anexo 0-8)}$$

$$\nu_{\text{agua}} = \text{Viscosidad cinemática} = 0.417 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (Anexo 0-8)}$$

Al completar las variables que faltaban se calcula con la ecuación 42 el flujo unitario de gas en tubo:

$$\dot{m}_{\text{unit gas}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = 978 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * 0.35 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) * 3.969 * 10^{-4} (\text{m}^2) = 0.1359 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.2.5. Número de tubos de intercambiador de calor por gases de escape.

Reemplazamos a la ecuación 44 para encontrar el número de tubos.

$$Nr_{\text{tubos}} = \frac{10.44 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{0.1359 \left(\frac{\text{kg/s}}{\text{Tubo}} \right)} = 77 \text{ tubos}$$

Número de Reynolds del flujo de agua, en tubos reemplazamos en la ecuación 45

$$Re = \frac{U_{\text{agua}} * d_{\text{int}}}{\nu_{\text{agua}}}$$

$$Re = \frac{0.35 \frac{m}{s} * 0.02248 m}{0.417 * 10^{-6} m^2/s} = 18868.11$$

Entonces, al aplicar la ecuación 18 y con $n=0.4$ porque esta vez calentara al agua el número de Nusselt es:

$$Nu_{int} = 0.023 * 18868.11^{0.8} * 2.92^{0.4} = 88.50$$

Para calcular el coeficiente de convección interna remplazamos en la ecuación 18:

$$Nu_{int} = \frac{h_{int} \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * d_{int}(m)}{k_{GC} \left(\frac{W}{m * ^\circ C} \right)}$$

Despejando:

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} * K_{GC} \left(\frac{W}{m * ^\circ C} \right)}{d_{int}(m)}$$

Reemplazando y procesando:

$$h_{int} = \frac{88.50 * 0.6625 \text{ w/(m * } ^\circ\text{C)} \left(\frac{W}{m * ^\circ C} \right)}{0.02248 \text{ (m)}} = 2608.24 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

3.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externa

Se utilizarán las ecuaciones en banco de tubos, en corriente en cruz:

Según la figura I.16 donde se aprecia la disposición de tubos en escalonamiento. Y para aplicar la ecuación de continuidad se debe ver la figura I.17

3.3.1. Para tubos alternados:

Para encontrar Reynold

$$U_{\infty} * S_T = U_{max} * A_{min} \quad \text{ver ecuación numero 41}$$

$$U_{max} = U_{\infty} * \frac{S_T}{A_{min}} \quad \text{se despeja la velocidad máxima ver ecuación numero 42}$$

Siendo $A_{min} = \text{Mínimo } (A_1, 2A_2)$ ver figura I.17 y según ecuación numero 43

$$Re_{DM} = \frac{U_{max} * D}{\nu}$$

Si el número de filas es igual o mayor que 20:

Se determinan las propiedades del fluido a temperatura media según ecuación 44

Se determinan C y n con el valor de Re_{Dmax} y la disposición y dimensiones de los tubos

Cálculo del coeficiente de convección para el caso de fascículo de tubos en escalonado empleando la ecuación número 45 y obteniendo el coeficiente de convección según tabla I.4

$$Nu = \varepsilon * C * Re^m * Pr^{0.36}$$

Determinación del coeficiente de corrección ε ver tabla I.5

Se elige, desde el punto de vista constructivo según la ecuación 46:

$$\frac{X_1}{d} = \frac{X_2}{d} = 2$$

En la cual $X_1 = X_2 = 2*d = 2* 0.05476 = 0.10952$ m

Parámetros termo físicos del gas residual:

Temperatura media del gas se reemplaza en la ecuación 44:

$$T_{m-GR} = \frac{T_{GR1} + T_{GR2}}{2}$$

TGC1 = temperatura del gas al entrar al tubo: 430 °C

TGC2 = temperatura del gas al salir del tubo = 170 °C

$$T_{m-GR} = \frac{430 + 170}{2} = 300 \text{ °C}$$

De la tabla I.6, para temperatura media del gas, a 300 °C se sabe que:

Densidad del GC: 0.62 kg/m³

Conductividad térmica: 0.0484 w/(m*°C)

Viscosidad cinemática: 45.81 *10⁻⁶ m²/s

Número de Prandtl: 0.65

Cálculo de la mínima distancia para el pase de los gases de combustión se muestra en la figura I.18 la disposición de los tubos del intercambiador de agua por gases, en escalonamiento.

Teniendo como datos fuente adaptada ver figura I.18

$$X1 = X2 = 0.10952 \text{ m}$$

$$C1 = 0.0542$$

$$C2 = 0.122 \text{ m}$$

Entonces,

$$A1 = 0.1096\text{m}$$

$$A2 = 0.068 \text{ m}$$

Se trabaja con A2, por ser la menor área de pase.

De la ecuación 42 la velocidad máxima de gases en tubos:

$$U_{\max} = U_{\infty} * \frac{S_T}{A_{\min}}$$

$$U_{\max} = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \frac{0.10952 \text{ m}}{0.068 \text{ m}} = 32.21 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

De la ecuación 17 el número de Reynolds máximo, en flujo de gases:

$$Re_{\max} = \frac{U_{\max-GC} * d_{ext}}{\nu_{GC}}$$

$$Re_{\max} = \frac{32.21 * 0.0267}{45.81 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 18773.35$$

Es bajo por el diámetro pequeño del tubo

De la ecuación Cálculo del número de Nusselt externo

$$Nu_{ext} = \varepsilon * C * Re^m * Pr^{0.6}$$

En la cual: para 6 hileras: $\varepsilon = 0.98$

$$C = 0.229$$

$$m = 0.632$$

$$\Rightarrow Nu_{ext} = 0.98 * 0.229 * 18773.35^{0.632} * 0.65^{0.6} = 87.03$$

Para calcular el coeficiente de convección externa utilizamos la ecuación 17:

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * d_{ext}(m)}{K_{GC} \left(\frac{W}{m * ^\circ C} \right)}$$

Despejando:

$$h_{ext} = \frac{Nu_{ext} * K_{GC} \left(\frac{W}{m * ^\circ C} \right)}{d_{ext}(m)}$$

Reemplazando y procesando:

$$h_{ext} = \frac{87.03 * 0.0484 \text{ w}/(m * ^\circ C) \left(\frac{W}{m * ^\circ C} \right)}{0.0267 (m)} = 157.76 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

Espesor del tubo del IC: 2.11 mm = 0.00211 m

Coficiente de conductividad térmica del acero inox 304: 65 w/(m*°C)

Espesor de la incrustación: 0.5 mm = 0.0005 m

Coficiente de incrustación: $12 \frac{W}{m * ^\circ C}$

Entonces, el coeficiente global en el calentador será:

$$K_G \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) = \frac{1}{\frac{1}{2608.15} + \frac{1}{157.76} + \frac{0.00211}{65} + \frac{0.0005}{12}} = 147.13$$

Cálculo de la superficie necesaria de intercambio de calor

$$S_{IC} = \frac{Q_u(w)}{K_G \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * \Delta T_m} (m^2)$$

$$S_{IC} = \frac{890000(w)}{147.14 \left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * 234.52} = 25.79(m^2)$$

Con este valor se hará el dimensionamiento final de los tubos:

Longitud de tubos:

$$S_{IC} = Nr_{\cdot tubos} * S_{unit-tubo} (m^2)$$

Número de tubos: 77 piezas

Diámetro exterior del tubo: 0.0267 m

Superficie unitaria de intercambio de calor de un tubo:

$$S_{unit-tubo} = \pi * d_{ext-tubo} * L_{tubo} (m^2)$$

Reemplazando en la ecuación de superficie de intercambio de calor:

$$25.82 m^2 = 77 tubos * \pi * 0.0267 m * L_{tubo} \left(\frac{m}{tubo} \right)$$

Despejando y procesando, se obtiene la altura necesaria para cada tubo:

$$L_{tubo} = \frac{25.55 m^2}{77 tubos * \pi * 0.0267 m} = 4. m$$

En este caso, 4 m es un poco largo, se recomienda ser de 1 a 1.5 de altura.

Se hará el cálculo con tubos con aletas circulares, para obtener una altura de 1...1.5 m y la velocidad de 20 m/s de entrada del gas al calentador.

Cálculo de tubos con aletas

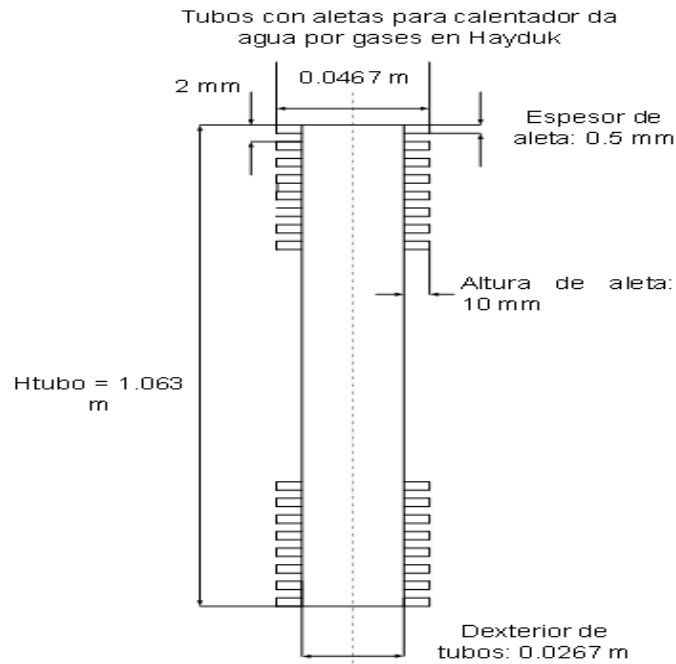


FIGURA III.5: fuente diseño propio se ve el tubo aleteado, de primera columna del intercambiador

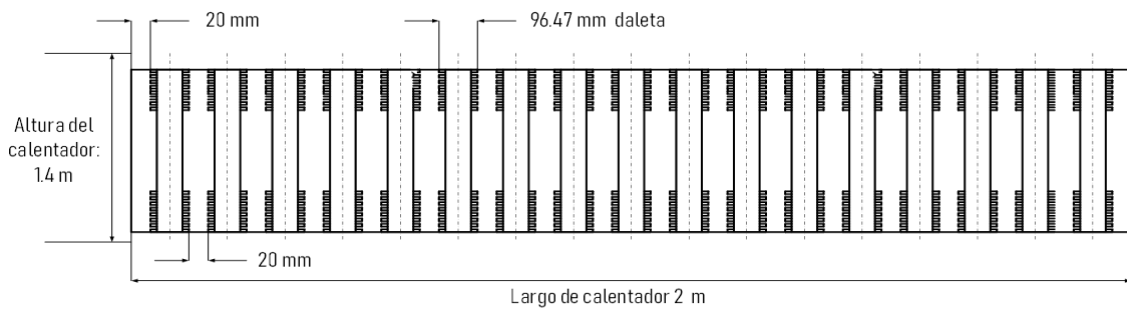


FIGURA III.6 vista frontal del intercambiador de calor por gases residuales en Hayduk

Se muestra en la figura III.8 la disposición de tubos aleteados, en el intercambiador de calor por gases residuales. Siendo 13 tubos con $D_n = 3/4$ por fila.

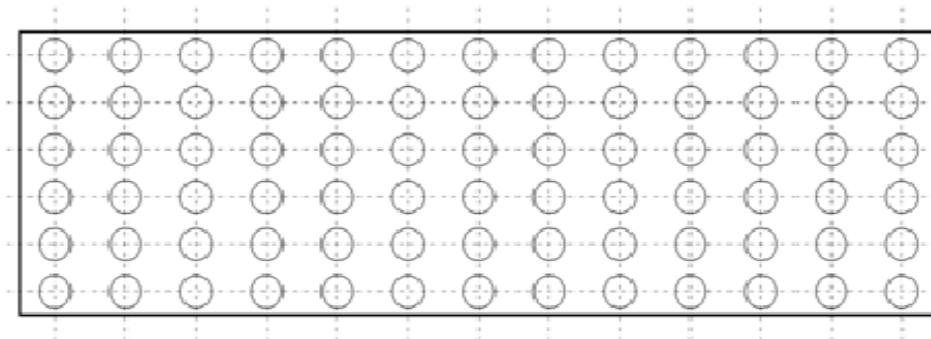


FIGURA III.7 vista superior de intercambiador de calor por gases residuales en Hayduk

La vista superior de disposición de tubos aleteados se demuestra en la Figura III.9, en el intercambiador de calor por gases residuales, diseñando con 6 columnas y 13 filas de tubos acero inox 304, dn=3/4” ver tabla de anexo 3 y 4.

Áreas de análisis en tubos con aletas:

Ab: área de la base expuesta al fluido, es la parte sin aletas del tubo

Af: área superficial de una sola aleta

At: área total incluye el área de la base y toda la superficie aleteada, $A_t = A_b + N * A_f$

$$A_{\text{aleta}} \left[m^2 \right] = 2 * \frac{\pi}{4} \left(d_{\text{aleta}}^2 - D_{\text{ext-tubo}}^2 \right) + \pi * d_{\text{aleta}} * \delta_{\text{aleta}}$$

- Diámetro exterior del tubo, $D_{\text{ext-tubo}}$: 0.0267 m
- Diámetro de la aleta, d_{aleta} : 0.0467m
- Espesor de la aleta: 0.005 m

$$\rightarrow A_{\text{aleta}} \left[m^2 \right] = 2 * \frac{\pi}{4} \left(0.09647^2 - 0.0267^2 \right) + \pi * 0.09647m * 0.005m = 0.0135 + 1.515 * 10^{-3} = 0.015 \frac{m^2}{\text{aleta}}$$

Área de la base del tubo, sin aletas:

$$= 78\text{tubos} * \left(\left(\pi * 0.0267 * 1.4 - N_{\frac{\text{aletas}}{\text{tubo}}} \right) * \left(\pi * 0.0267 * 5 * 10^{-3} \right) \right) \frac{m^2}{\text{tubos}}$$

$$= 9.16 - N_{\frac{\text{aletas}}{\text{tubo}}} * 3.142$$

25.55

$$A_{T-\text{base}} = N_{\text{tubos}} * \left(\pi * D_{\text{ext-tubo}} * L_{\text{tubo}} - N_{\text{aletas/tubo}} * \pi * D_{\text{ext-tubo}} * \delta_{\text{aleta}} \right) =$$

$$= 102\text{tubos} * \left(\pi * 0.0267 * 1.4 - N_{\text{aletas/tubo}} * \pi * 0.0267 * 5 * 10^{-3} \right) \frac{m^2}{\text{tubo}} = 11.98 - N_{\text{aletas}} * 0.043$$

$$A_{\text{total}} = 25.8 m^2 = N_{\text{tubos/tubo}} * \left(A_b + N_{\text{aletas}} * A_{\text{aletas/tubo}} \right) =$$

$$= 11.98 - N_{\text{aletas/tubo}} * 0.043 + 102\text{aletas} * N_{\text{aletas/tubo}} * 0.015 \frac{m^2}{\text{aleta}} =$$

$$11.98 - N_{\text{aletas/tubo}} * 0.043 + N_{\text{aletas/tubo}} * 1.53 \frac{m^2}{\text{aleta}} = 11.98 + N_{\text{aletas/tubo}} * 1.487$$

Despejando, se obtiene el número necesario de aletas

$$N_{\text{aletas/tubo}} = \frac{25.55 - 11.98}{1.487} = 11.262 \frac{\text{aletas}}{\text{tubo}}$$

En este caso, solamente la primera columna de aletas, de 78 tubos, tendrá aletas, es decir, 83 aletas por tubo.

Número total de aletas: 83 aletas/tubo*13 tubos = 1079 aletas en el calentador

3.4. Determinación del diámetro entrada de los gases residuales de combustión al intercambiador:

- Flujo másico de gases residuales: 2.8 kg/s
- Densidad de los gases residuales: 0.5 kg/m³, a 430 °C
- Velocidad de gases: 30 m/s

Se utiliza alta velocidad para no tener diámetro muy grande de la tubería

Sección transversal del tubo de entrada al intercambiador:

$$S_{\text{transv-entrada a IC}} = \frac{m_{\text{Gas-Residual}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{U_{\text{GC}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) * \rho_{\text{GC}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} [\text{m}^2] = \frac{2.8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{30 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.5 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} = 0.187 [\text{m}^2]$$

Diámetro interior para tubería de gas, entrada al calentador

$$d_{\text{int1}} (\text{m}) = \sqrt{\frac{4 S_t (\text{m}^2)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.187 (\text{m}^2)}{\pi}} = 0.488 \text{ m} = 19.21 \text{ Pulgadas}$$

Se adopta dn = 20 pulgadas, cedula 40, acero ASTM A 53.

Tabla III-3: Tubos de acero sin costura ASTM A-53 Grado B / ASTM A-106 / API 5L								
Diámetro Nominal	Diámetro Exterior		No. de Cédula	Espesor de pared	Dint	Peso Nominal	Presión de Prueba	
	pulg.	mm.					lb/pulg.2	Kg/cm2
16	16.00	406	40	12.70	381.00	123.30	1310	92.0
18	18.00	457.0	40	14.27	428.46	155.80	1210	92.0
20	20.00	508.0	40	15.09	477.82	183.42	1250	88.0

Aislamiento térmico de tubería de gas residual, entrada al calentador de agua por gases residuales de Generador Diesel

Método que emplear: Pérdida unitaria admisible de calor en tubería, según figura III.8 en w/m

- Aislante térmico que emplear: lana mineral
- Longitud de tubería de gas residual caliente: 21 m
- Diámetro exterior de tubo para gas residual caliente: 0.478 m
- Temperatura media de la pared con aislante térmico: 40 °C
- Temperatura media de la pared desnuda: 430 °C
- Pérdida de calor admisible en tubo con aislamiento térmico: se toma qp = 650 w/m

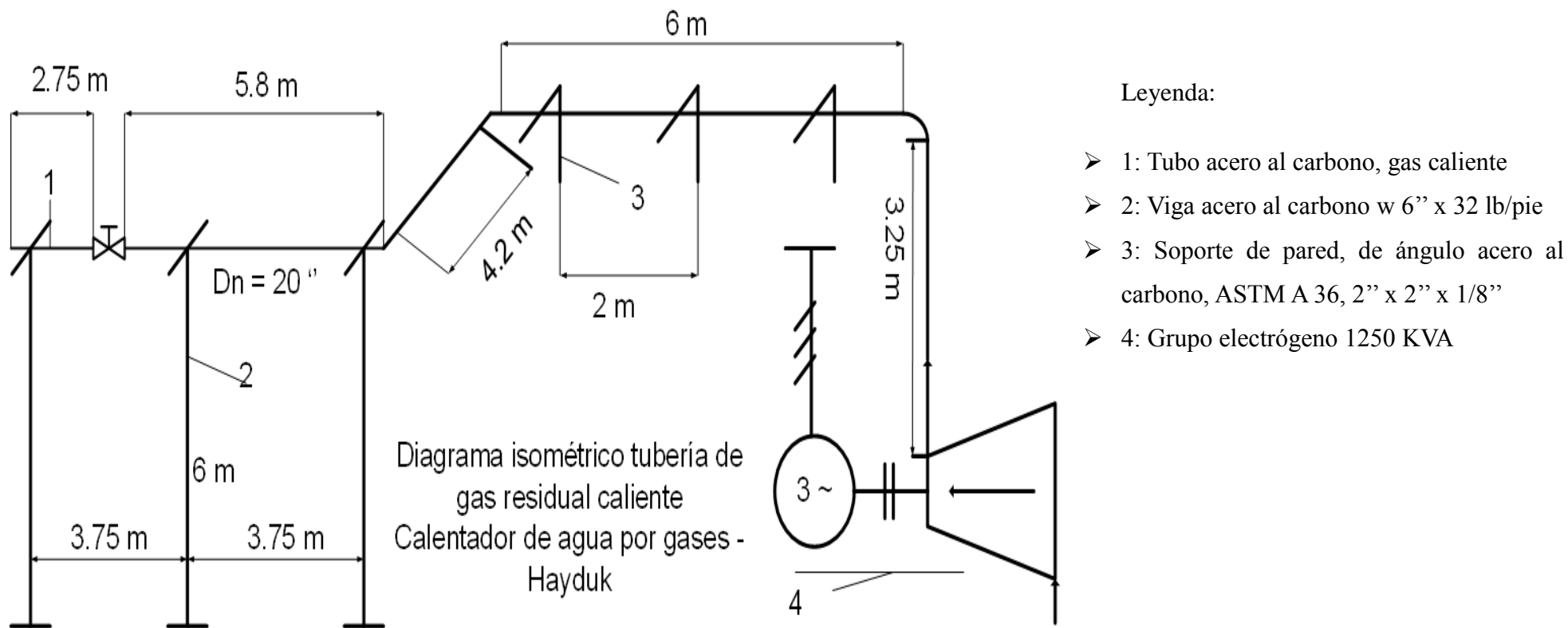


FIGURA III.8: Disposición de tubería de gas caliente, 430 °C del grupo electrógeno a Calentador de agua.

Coefficiente de conductividad térmica del aislante térmico

Temperatura media del aislante: $\bar{T} = \frac{430+40}{2} = 235 \text{ }^\circ\text{C}$

$$k_{L-M} = 0.05916 + 0.000186 * t_m = 0.05916 + 0.000186 * 235 = 0.10287 \frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}$$

Cálculo de la relación entre diámetros de la tubería de gases

$$\frac{D_{\text{ext-aislada}}}{D_{\text{int-desnuda}}} = e^{\frac{2\pi * k_{L-M} * (T_p\text{-aislada} - T_p\text{-desn})}{q_p}} = e^{\frac{2\pi * 0.10287 * (430-40)}{650}} = e^{0.3878} = 1.47$$

$$\rightarrow D_{\text{ext-aislada}} = 0.508 * 1.47 = 0.747 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico, lana mineral:

$$\delta_{L-M} = \frac{D_{\text{ext-aislada}} - D_{\text{int-desnuda}}}{2} = \frac{0.747 - 0.508}{2} = 0.1195 \text{ m} = 4.704'' = 5''$$

Cálculo del rendimiento del aislamiento térmico en tubería de gas caliente.

Notaciones:

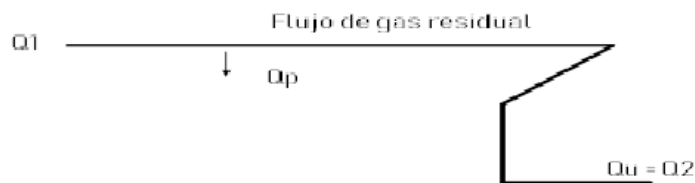
Q1: Flujo térmico, entrada a tubería con aislante térmico, kw

Qp: Flujo térmico perdido en tubería con aislante térmico, kw

Q2: Flujo térmico, salida de tubería, con aislante térmico, kw

Rendimiento de tubería con aislante térmico:

$$\eta_{\text{tub-con aisl}} = \frac{Q_2}{Q_1}$$



Flujo térmico perdido en tubería con aislamiento térmico:

$$Q_{p\text{-aislado}} = q_p \left(\frac{\text{W}}{\text{m}} \right) * L_{\text{tubo}} (\text{m}) * 10^{-3} (\text{kw}) = 650 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}} \right) * 21 (\text{m}) * 10^{-3} = 13.65 \text{ kw}$$

Flujo térmico entrada a tubería de gas:

$$Q_1 = m_{gc} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * h_{gc1} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Tabla III-4: Propiedades físicas de los gases de combustión a $p = 101325 \text{ Pa}$, con composición volúmica de los gases $\text{CO}_2 = 13\%$; $\text{H}_2\text{O} = 11\%$; $\text{N}_2 = 76\%$

t [°C]	T (K)	ρ [Kg/m ³]	Cp [KJ/Kg*K]	h (kJ/kg)	k*10 ² [W/m*K]	a*10 ² [m ² /h]	μ *10 ⁶ [N*s/m ²]	v *10 ⁶ [m ² /s]	Pr
400	673.15	0.53	1.151	460.56	5.70	35.04	31.69	60.38	0.640
430	703.15	0.50	1.161	500.13	5.96	37.61	35.34	65.16	0.64
500	773.15	0.46	1.185	592.45	6.56	43.61	43.85	76.30	0.63

Fuente: propia por ser interpolación ver anexo 011

$$\text{Flujo térmico al inicio de tubo, } Q_1 = 2.8 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 500.13 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 1400.364 \text{ kw}$$

$$\text{Flujo térmico útil de gas: } Q_2 = 1400.364 - 13.65 = 1386.714 \text{ kw}$$

$$\rightarrow \eta_{\text{tub-con aisl}} = \frac{1386.714}{1400.364} * 100 = 99.025 \%$$

Se tiene rendimiento de 99.025 % en aislamiento térmico, muy aceptable.

Diámetro interior a la salida del calentador:

Tabla III-5: Propiedades físicas de los gases de combustión a $p = 101325 \text{ Pa}$, con composición volúmica de los gases $\text{CO}_2 = 13\%$; $\text{H}_2\text{O} = 11\%$; $\text{N}_2 = 76\%$. fuente: anexo 011

t [°C]	T (K)	ρ [Kg/m ³]	Cp [KJ/Kg*K]	h (kJ/kg)	k*10 ² [W/m*K]	a*10 ² [m ² /h]	μ *10 ⁶ [N*s/m ²]	v *10 ⁶ [m ² /s]	Pr
0	273.15	1.30	1.045	0.00	2.28	6.08	15.78	12.20	0.72
78	351.15	1.03	1.063	83.27	2.94	10.00	19.38	19.49	0.70
100	373.15	0.95	1.068	106.76	3.13	11.10	20.39	21.54	0.69
170	443.15	0.81	1.088	185.59	3.75	15.65	23.27	29.42	0.68
200	473.15	0.75	1.097	219.38	4.01	17.60	24.50	32.80	0.67

- Flujo de gases residuales: 2.8 kg/s
- Densidad de los gases residuales: 0.81kg/m³ (a 170 °C)
- Velocidad de gases: 25 m/s

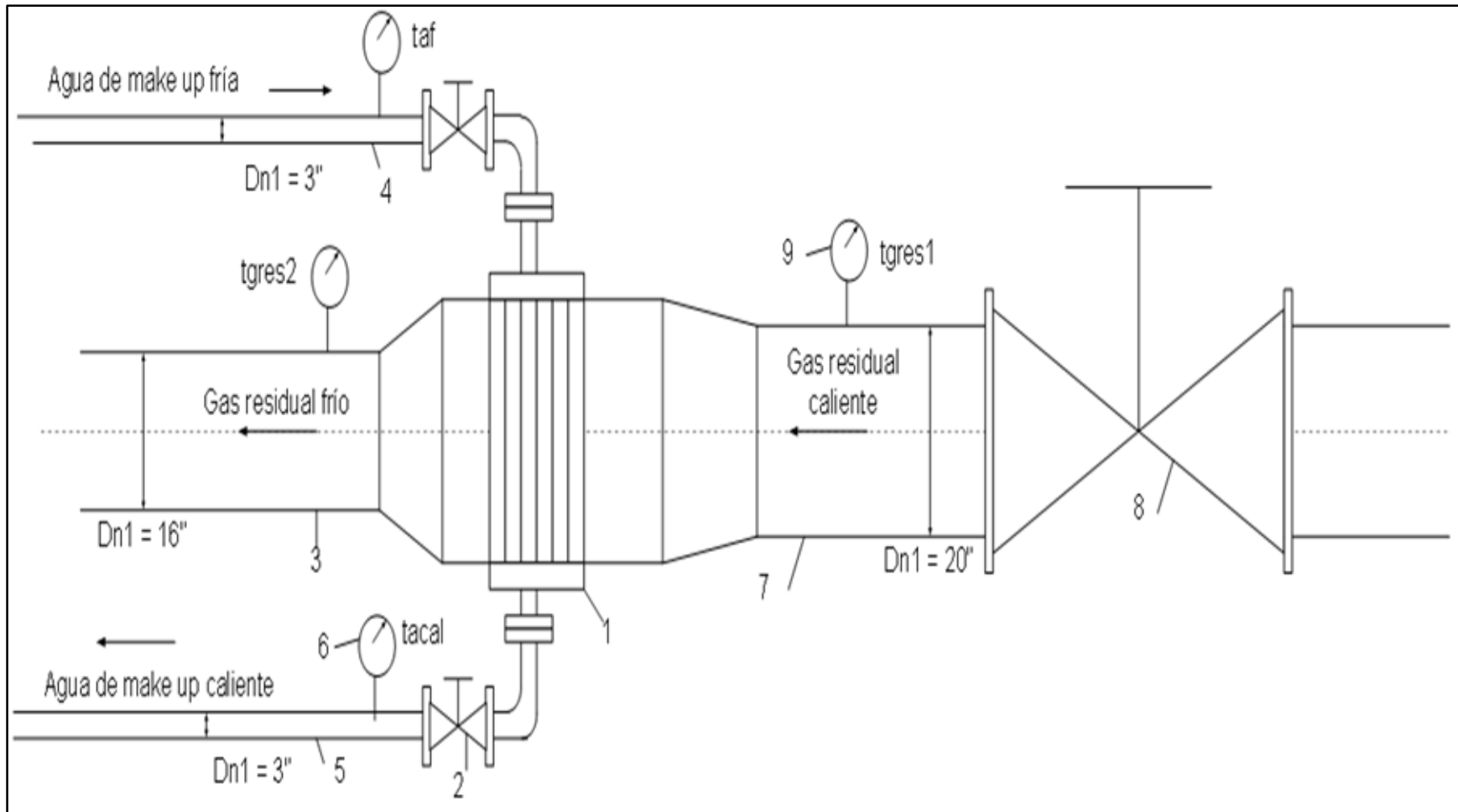


FIGURA III.9: Disposición de tuberías de agua y gases en intercambiador recuperador de calor en planta Hayduk Puerto Malabrigo

Leyenda de la figura III.12:

- 1: Calentador tubular, en banco de tubos, de agua a calderas por gases residuales de grupo electrógeno
- 2: Válvula de compuerta, para agua caliente, pn = 10 bar
- 3: Tubo acero ASTM A 53, sin costura dn = 15''
- 4: Tubo acero al carbono, ASTM A 53, cédula 40; dn = 3''; cédula 40, sin costura, para agua caliente
- 5: Tubo acero al carbono, ASTM A 53, cédula 40; dn = 3''; cédula 40, sin costura, para agua caliente
- 6: Termómetro bimetálico, rango; 0...100 °C, para agua
- 7: Tubo acero ASTM A 53, cédula 40, sin costura, dn = 20''
- 8: Válvula de compuerta, dn = 20 '' para gases calientes, pn = 10 bar
- 9: Termómetro bimetálico, rango: 0...500 °C, para gases residuales

Sección transversal necesaria:

$$S_{\text{trans-salida de IC}} = \frac{m_{GR} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{U_{GC} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) * \rho_{GC2} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} [\text{m}^2] = \frac{2.8 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{25 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) * 0.81 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} = 0.1383 [\text{m}^2]$$

Diámetro interior para tubería de gas, entrada al calentador

$$d_{\text{int1}} (\text{m}) = \sqrt{\frac{4 S (\text{m}^2)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.1383 (\text{m}^2)}{\pi}} = 0.42 \text{ m} = 16.5 \text{ Pulgadas}$$

Se adopta dn = 16 pulgadas, cedula 20, acero ASTM A 53.

Tabla III-6: Tubos de acero sin costura astm a-53 grado b / astm a-106 / api 5l								
Diámetro Nominal	Diámetro Exterior		No. de Cédula	Espesor de pared	Dint	Peso Nominal	Presión de Prueba	
	pulg.	mm.					lb/pulg 2	Kg/cm2
16	16.00	406	40	12.70	381.00	123.30	1310	92.0
18	18.00	457.0	40	14.27	428.46	155.80	1210	92.0
20	20.00	508.0	40	15.09	477.82	183.42	1250	88.0

3.4.1. Flujo de combustible actual quemado en caldera

$$m_{\text{cble1}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = \frac{m_v \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * (h_v - h_{\text{agua1}}) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}{(\text{PCI} + R_{\text{a-cble}} * h_{\text{aire}}) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) * \eta_{\text{Cald}}}$$

En la cual:

$$m_{\text{cble1}} = \text{flujo del combustible actual de ingreso} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

$$m_v = \text{flujo masico del vapor producido en promedio} = 37584 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

$$h_v = \text{entalpia del vapor producido a 8 bar en vares absolutos} = 27768.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{\text{agua1}} = \text{Entalpía inicial del agua a caldera, sin precalentamiento con gases residuales a } 59.11 \text{ } ^\circ\text{C} = 247.45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{PCI} = \text{Poder calorífico del combustible, GLP} = 48 \frac{725\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{\text{aire}} = \text{Entalpía del aire para combustión, a } 20 \text{ } ^\circ\text{C} = 23.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\eta_{\text{cald}} = \text{Rendimiento de la caldera} = 85.5 \%$$

Donde:

$$R_{\text{a-cble}} \left(\frac{\text{kg} - \text{aire}}{\text{kg} - \text{cble}} \right) = \text{Relación aire} - \text{combustible} = \frac{\text{PCI} - h_{\text{gc1}}}{h_{\text{gc1}} - h_{\text{ai}}}$$

$$h_{\text{gc1}} = \text{Temperatura de los gases de combustión en hogar, a } 1000 \text{ } ^\circ\text{C} = 1310 \text{ kJ/kg}$$

$$\rightarrow R_{\text{a-cble}} \left(\frac{\text{kg} - \text{aire}}{\text{kg} - \text{cble}} \right) = \frac{48725 - 1310}{1310 - 23.6} = 36.85$$

Reemplazando:

$$m_{\text{cble1}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = \frac{37584 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * (2768.3 - 247.45) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}{(48725 + 36.85 * 23.6) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) * 0.855} = 2234.34 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Flujo de combustible proyectado, con precalentamiento de agua a caldera

$$m_{\text{cble2}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = \frac{37584 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * (2768.3 - 261.73) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}{(48725 + 36.85 * 23.6) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) * 0.855} = 2221.68 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Se observa que, por precalentar el agua de alimentación a calderas desde 59.11 hasta 62.51 °C, se obtiene una reducción del consumo de GLP en calderas de:

$$2234.34 - 2221.68 = 12.66 \text{ kg/h}$$

3.5. Análisis económico: inversiones, costos de operación y mantenimiento, beneficios económicos por reducción de consumo de combustible.

3.5.1. Inversiones

Se refiere a las inversiones en activos, materiales, mano de obra para implementar el proyecto de recuperación de calor de gases residuales de generadores Diesel para calentar agua de alimentación de caldera como se muestra en la tabla III.12

Tabla III-3: Inversiones para Fabricación de calentador en banco de tubos de agua para caldera por gases residuales de Grupo electrógeno en Hayduk Puerto Malabrigo

Item	Denominación	Cantidad	UM	Precio Unitario	Precio total
				\$/UM	\$/
Inversiones en activos					
1	Válvula de compuerta dh=3", pn=16bar, bridada	2	Pieza	750	1500
2	Tubo acero inox 3/4", cédula 5s, ASTM A304, L=6m	29	Pieza	450	13050
3	Codos rectos 90°, inox, cédula 5s, 3/4" radiolargo, sd dobles	4	Pieza	752	3008
4	Manómetro rango 0..10bar, conexión NPT=1/4"	1	Pieza	275	275
5	Termómetro bimetalico, Longitud de bulbo=200mm, rango 0.. 200°C	2	Piezas	315	630
6	Válvula de compuerta dh=16", pn=18bar, bridada	1	Pieza	48000	48000
7	Tubo acero al carbono ASTM A53, dh=18", L=6m, sin costura	2.5	Piezas	1300	3250
8	Tubo acero al carbono ASTM A53, dh=16", L=6m, sin costura	1	Pieza	980	980
					70693
Materiales					
1	angulos ASTM A53, 2x2x6m 1/8"	3	Piezas	125	375
2	Empaquetadura en plancha de asbesto y aramida, T=200°C, 1/8" x 4x8	2	Piezas	965	1930
3	Tubo acero al carbono ASTM A53, dh=15", L=6m	1	Pieza	265	265
4	Fardos de Lana Mineral, espesor de 2 Pulgadas, Ancho=12, Largo 15m	3	Piezas	480	1440
5	Plancha de Fegal varizada, 0.5mm x 4 x 8	4	Piezas	72	288
6	Suministro y fabricación de bridas acero al carbono ASTM A53, Ph=16bar, dh=18"	2	Piezas	640	1280
7	Empaquetadura en plancha de asbesto y aramida, T=200°C, 1/8" x 4x8	2	Piezas	965	1930
8	Fardos de Lana Mineral, espesor de 2 Pulgadas, Ancho=12, Largo 15m	4	Piezas	480	1920
9	Plancha de Fegal varizada, 0.5mm x 4 x 8	6	Piezas	72	432
10	Plancha acero inox 304 L 1/4" x 4 x 8	3	Piezas	1725	5175
11	Codos rectos 90°, acero ASTM A53, cédula 5s, radiolargo, sd dobles, dh=18"	1	Pieza	750	750
					15785
Insumos directos e indirectos					
1	Ferretería e insumos para soldar supercito	1	Gb	700	700
2	Electrodos soldadura acero inox AW 1/8"	5	kg	625	3125
3	Ferretería para aislamiento térmico	1	Gb	400	400
					4225
Mano de obra					
1	Mano de obra instalación y puesta en servicio calentador de agua por gases	1	Gb	2650	2650
2	Mano de obra soldar tubería de gases calientes y fríos	1	Gb	700	700
3	Mano de obra para aislamiento térmico	1	Gb	1440	1440
4	Mano de obra montaje de tubos inox 3/4" en placas superior e inferior del IC	1	Gb	1000	1000
5	Obras civiles montaje vigas soportes de tubos de gases	1	GLB	3500	3500
6	Mano de obra preparación de tubos y montaje de calentador de agua por gases	1	Gb	4800	4800
7	Mano de obra preparación e instalación tuberías entrada y salida de gases	1	Gb	2880	2880
					16970
Otros					
1	Gastos generales	0.1	Mb	16970	1442.45
2	Ingeniería de detalle y Planos as built	7%	Gasto directo	107673	7537.11
					8979.56
Total Inversión					116,653

3.5.1. Estructura de inversión y Préstamo bancario

Tabla III-4: inversión y Préstamo bancario.

Inversión y financiamiento bancario		
Descripción		Monto (S/.)
activos industriales		70,693.00
Materiales		15,785.00
Insumos		4,225.00
Mano de Obra		16,970.00
Otros		8,979.56
TOTAL DE COSTOS ESTIMADOS		116,652.56
TOTAL DE INVERSION DEL PROYECTO		116,653
FINANCIAMIENTO		
Descripción		Monto (S/.)
Aporte propio, % Inversión total	10%	11,665
Financiamiento		104,987
Total inversión		116,653
Condiciones del Financiamiento		
Descripción		Monto (S/.)
Préstamo bancario		104,987
Tasa efectiva anual		12.5%
Tasa efectiva mensual		1.04%
Plazo de pagos, meses		12
Cuota mensual, Soles/mes		9,353

3.5.2. Plan de pagos del préstamo bancario

Tabla III-5: Plan de pagos mensuales del préstamo bancario

Plan de Pagos mensuales del préstamo bancario					
Mes	Préstamo	Interés	Amortización	Cuota	Saldo
1	104,987.30	1,093.62	8,259	9,353	96,728.35
2	96,728.35	1,007.59	8,345	9,353	88,383.37
3	88,383.37	920.66	8,432	9,353	79,951.46
4	79,951.46	832.83	8,520	9,353	71,431.72
5	71,431.72	744.08	8,608	9,353	62,823.23
6	62,823.23	654.41	8,698	9,353	54,125.07
7	54,125.07	563.80	8,789	9,353	45,336.30
8	45,336.30	472.25	8,880	9,353	36,455.98
9	36,455.98	379.75	8,973	9,353	27,483.17
10	27,483.17	286.28	9,066	9,353	18,416.88
11	18,416.88	191.84	9,161	9,353	9,256.15
12	9,256.15	96.42	9,256	9,353	0.00

3.6. Análisis financiero: Preparación del flujo de caja proyectado, determinando los indicadores VAN, TIR, PRI

3.6.1. Cálculo del beneficio económico bruto

El beneficio económico es la reducción del consumo de combustible, por aumento de la temperatura del agua de caldera, debido a la recuperación de una parte del calor sensible de los gases residuales, escape de motor de combustión interna que acciona el alternador trifásico de la empresa Hayduk

Flujo de combustible a ser ahorrado, por mejoras térmicas: 15.97 kg R6/h

Tiempo de operación: 4140 h/año

Precio de compra del petróleo residual nr. 6: 1.91 soles/kg, sin I.G.V.

Ahorro anual de combustible:

$$\Delta m_{\text{cble}} \left[\frac{\text{kg} - R_6}{\text{año}} \right] = (m_{\text{cble1}} - m_{\text{cble2}}) \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * T_{\text{oper}} \left(\frac{\text{h}}{\text{año}} \right)$$

En la cual:

M_{cble1}: Flujo promedio de R6, antes de mejoras térmicas: 2818.95 kg/h

M_{cble2}: Flujo promedio de R6, después de mejoras térmicas: 2802.98 kg/h

T_{oper} = Tiempo de operación anual, h/año

$$\Delta m_{\text{cble}} \left[\frac{\text{kg GLP}}{\text{año}} \right] = (280 - 267.202) \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * 4140 \frac{\text{h}}{\text{año}} = 66115.6$$

Beneficio económico Bruto, Bbruto:

$$B_{\text{bruto}} \left[\frac{\text{soles}}{\text{año}} \right] = \Delta m_{\text{cble}} \left[\frac{\text{kg } R_6}{\text{año}} \right] * C_{\text{unit-GLP}} \left(\frac{\text{soles}}{\text{kg} - R_6} \right)$$

$$B_{\text{bruto}} \left[\frac{\text{soles}}{\text{año}} \right] = 66,115.8 \left[\frac{\text{kg } R_6}{\text{año}} \right] * 1.91 \left(\frac{\text{soles}}{\text{kg} - R_6} \right) = 126,281.18$$

Costo estimado de mantenimiento del sistema de recuperación de calor de gases residuales, $C_{\text{mantto}} = 40,000.00 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$

Beneficio neto estimado:

$$B_{\text{neto}} = B_{\text{bruto}} - C_{\text{mantto}} = 126,281.18 - 40,000 = 86,281.18 \text{ soles/año}$$

3.7. Análisis financiero: Preparación del flujo de caja proyectado, determinando los indicadores Valor actual neto VAN, Tasa interna de retorno TIR, y período de retorno de la inversión PRI

3.7.1. Flujo de caja

Tabla III-6: Flujo de caja financiero inversión y fabricación del intercambiador

Flujo de Caja Financiero Inversión Fabricación intercambiador de calor de agua a caldera por gases residuales de grupo											
	Año										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Pago Servicio de deuda	0										
Préstamo	-104987										
ínteres del préstamo		7244									
Amortización, S./año		104987									
Costo Operación, S./año		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costo de Mantenimiento		40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000
Total egresos, S./año		152231	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000
Beneficio bruto anual		126,281	126,281	126,281	126,281	126,281	126,281	126,281	126,281	126,281	126,281
FLUJO DE CAJA FINANCIERO											
	-104,987	-25,950	86,281	86,281	86,281	86,281	86,281	86,281	86,281	86,281	86,281

3.7.1. Indicadores financieros

COK	12.50%	
VAN	272,942	
TIR	46%	
Número de años	10	Años
PRI (Años)	9.98	Meses

PRI: Periodo de Retorno de la Inversión
$PRI (Años) = (Préstamo) / (beneficio) / 12$

3.7.2. Análisis de impacto medio ambiental por implementar sistema de recuperación de masa y calor en el sistema de generación de vapor

Se analiza el impacto medio ambiental, determinando las emisiones de gases contaminantes, con CO₂, N₂; que se evacúan a la atmósfera por la chimenea de la caldera, antes del calentamiento de agua por gases residuales de generador Diesel, y después en el que se produce un ahorro del consumo de combustible.

Datos iniciales:

Combustible quemado en caldera: Petróleo Residual 6.

Participaciones másicas de componentes:

$$g_C = 85\%, \quad g_H = 10\%, \quad g_S = 3\%, \quad g_O = 2\%$$

Poder calorífico inferior del petróleo residual nr. 6:

$$PCI_{R6} \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 33900 * g_C + 120120 * \left(g_H - \frac{g_O}{8} \right) + 9465 * g_S$$

$$PCI_{R6} \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 33900 * 0.85 + 120120 * \left(0.10 - \frac{0.02}{8} \right) + 9465 * 0.03 = 38625$$

Temperatura de los gases calientes, en hogar: 1000 °C

Entalpía de los gases calientes: 1310 kJ/kg

Temperatura del aire para combustión, tai: 20 °C

Entalpía del aire para combustión, hai: 23.6 kJ/kg

Se analiza la combustión del petróleo residual nr. 6 en caldera, hallando las relaciones de los gases contaminantes – combustibles

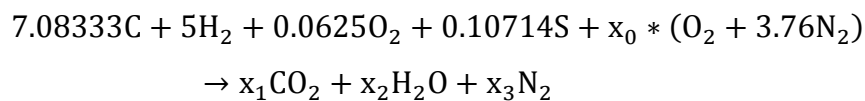
Método de combustión: en Base 100, por ser mezcla de combustible

Se conoce la relación aire – combustible, para el propano: 35.48kgaire/kg cble

Tabla III-11: masa y N°- de moles de componentes del petróleo residual 6, en base 100. Fuente: propia

Componente	Masa. kg	Masa Molar. kg/kmol	No. Moles
C	85	12	7.08333
H ₂	10	2	5
O ₂	2	32	0.0625
S	3	28	0.10714

Combustión perfecta del petróleo R6, con coeficiente de exceso de aire =1



Balanceando:

Kmol en carbono: $x_1 = 7.08333$

kmol en hidrógeno: $5 * 2 = x_2 * 2 \rightarrow x_2 = 5$

kmol en Oxígeno: $0.0625 * 2 + x_0 * 2 = x_1 * 2 + x_2 * 1 \rightarrow x_0 = 11.466$

kmol en nitrógeno: $11.466 * 3.76 * 2 = x_3 * 2 \rightarrow x_3 = 43.112$

Análisis en combustión completa del petróleo residual R- 6:

Como se conoce $R_{a-cble} = \frac{m_{aire-real}}{m_{cble}} = 29 \rightarrow m_{aire} = 2900 \text{ kg}$

Se determina el coeficiente de exceso de aire, λ ; combustión completa del GLP

De la ecuación de masa real en combustión completa:

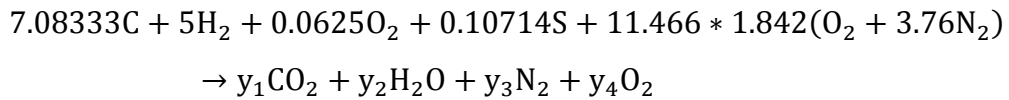
$$m_{real} = 2900 \text{ kg} = x_0 * \lambda * (O_2 + 3.76 * N_2)$$

Reemplazando: $m_{real} = 2900 \text{ kg} = 11.466 \text{ kmol} * \lambda * (32 + 3.76 * 28) \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$

Entonces, el coeficiente de exceso de aire combustión completa es:

$$\lambda = \frac{2900}{11.466 * (32 + 105.28)} = 1.842$$

Se hace el análisis de la combustión completa del petróleo residual nr. 6, con coeficiente de exceso de aire = 1.842



Balanceando:

$$y_1 = 7.08333, \quad y_2 = 5$$

$$\text{Oxígeno atómico: } 0.0625*2 + 11.466*1.842*2 = 7.08333*2 + 5*1 + y_4*2$$

Procesando:

$$Y_4 = \frac{0.125 + 42.24 - 14.166 - 5}{2} = 11.6 \text{ kmol de oxígeno libre}$$

Hallando los kmol de nitrógeno:

$$11.466 * 1.842 * 3.76 * 2 = y_3 * 2$$

Procesando:

$$y_3 = 79.4126 \text{ kmol}$$

Ratios del proceso, en combustión completa:

Ratio Dióxido de carbono – combustible:

$$R_{CO_2-cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} = \frac{7.08333*44}{100} = 3.116 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg cble}}$$

Ratio Vapor de agua – combustible:

$$R_{H_2O-cble} = \frac{m_{H_2O}}{m_{cble}} = \frac{5*18}{100} = 0.9 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg cble}}$$

Ratio Nitrógeno – combustible:

$$R_{N_2-cble} = \frac{m_{N_2}}{m_{cble}} = \frac{79.4126 * 28}{100} = 22.235 \frac{kg N_2}{kg cble}$$

Ratio Oxígeno libre- combustible:

$$R_{O_2-cble} = \frac{m_{O_2}}{m_{cble}} = \frac{11.6 * 32}{100} = 3.712 \frac{kg N_2}{kg cble}$$

Flujos de gases de combustión, antes y después del calentamiento de agua por gases residuales de generador Diesel

Se utilizará la ecuación:

$$m_{gases} \left(\frac{kg}{h} \right) = R_{Gases-cble} \left(\frac{kg - gases}{kg - cble} \right) * m_{cble} \left(\frac{kg}{h} \right)$$

Se prepara la siguiente tabla con los resultados de los gases de combustión, antes y después de las mejoras térmicas:

Tabla III-7: REDUCCIÓN PORCENTUAL DE EMISIONES DE GASES DE COMBUSTIÓN.

Flujo de Petróleo		Relación gases-cble			Flujos máxicos de gases				
Antes de mejora	Después de mejora	U.M.	Valor	U.M.	Denominación	U.M.	Antes de mejora	Antes de mejora	Reducción
2919	2802.98	kg/h	R_{CO_2-cble} 3.116	kg gases/kg cble	Flujo de CO2	kg/h	9095.45	8734.09	361.36
2919	2802.98	kg/h	$R_{H_2O-cble}$ 0.9	kg gases/kg cble	Flujo de H2O	kg/h	2627.06	2522.68	104.37
2919	2802.98	kg/h	R_{N_2-cble} 22.24	kg gases/kg cble	Flujo de N2	kg/h	64902.9	62324.26	2578.59
2919	2802.98	kg/h	R_{O_2-cble} 3.712	kg gases/kg cble	Flujo de O2 libre	kg/h	10835.1	10404.66	430.48

Reducción porcentual de emisión de gases de combustión por recuperación de calor de gases residuales de generador Diesel:

$$\Delta m_{CO_2} = \frac{361.36 \frac{kg}{h}}{9095.45 \frac{kg}{h}} * 100 = 3.973 \% \text{ en } CO_2$$

$$\Delta m_{H_2O} = \frac{104.37 \frac{kg}{h}}{2627.06} * 100 = 3.973 \% \text{ en } H_2O \text{ (como vapor de agua)}$$

$$\Delta m_{N_2} = \frac{2578.59 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{64,902.9 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} * 100 = 3.973 \% \text{ en } N_2$$

$$\Delta m_{O_2} = \frac{430.48 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{10,835.1 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} * 100 = 3.973 \% \text{ en } N_2$$

Se observa que, en promedio; la reducción porcentual de emisiones de gases de combustión a la atmósfera es del orden de 3.973 % debido a la recuperación de calor de los gases residuales del motor de combustión interna que acciona el alternador trifásico.

IV.DISCUSIÓN

- (Fabio Andrés Bermejo-Altamar, 2012) concluyen que cuando se incrementa el turbocompresor se ahorra el 70% de dinero disminuyendo de esta manera los costos operativos, pero hay que tener en cuenta la inversión inicial, la cual consta de los materiales e insumos incluyendo la del turbo compresor y el montaje lo cual viene hacer un dinero que se está ahorrando mensualmente por la compañía. Esto concuerda con la presente tesis, concluyendo que se recuperan 890kW, de los gases residuales del grupo electrógeno, lo que asegura un buen beneficio que permite el retorno de la inversión en aproximadamente 9 meses.
- (Fabio Andrés Bermejo-Altamar, 2012) concluyen que, para alimentar un intercambiador de calor y poder generar más vapor recomienda utilizar los productos de combustión que no entran a la turbina porque los recuperados no son suficientes y de esta manera poder completar el requerido por el proceso. Siendo esto diferente a la presente tesis que concluye que, en su estudio, se utiliza todo el gas residual disponible del generador Diesel, por lo que no se podría aprovechar en otro sistema.
- (Castellanos Valladares, Jorge Antonio, 1999)concluye que, tras el aprovechamiento de los gases de escape por medio de un intercambiador de recuperación como el diseñado en el presente trabajo, se obtiene el vapor equivalente al de una caldera de 150 HP siendo la fuente energía renovable, se reducen las emisiones contaminantes provenientes de la combustión del petróleo

necesario para operar la caldera (CO_2 , SO_2 y NO_x), favorable al medio ambiente. A diferencia de esta tesis se concluye que, en el presente caso, se obtiene 890 kw térmicos en el agua de alimentación, la caldera teniendo calor útil igual a 4400 kw, es decir se recupera energía en el orden de 20 % de la capacidad térmica de la caldera, al aprovechar la recuperación de calor en el sistema térmico, se reducen en más de 3.5 % la emisión de gases de combustión de la caldera, es decir, el impacto medioambiental es positiva.

- (Castellanos Valladares, Jorge Antonio, 1999) concluye que, Con este diseño se logra aprovechar una fuente de energía (suministrada por los gases de escape) que de otra forma se desperdiciaría, logrando así evitar incurrir en gastos adicionales originados por la compra de combustibles y el transporte de éstos al lugar de utilización. Estando diferente a la presente tesis concluye que, con el presente diseño del calentador de agua a caldera por gases residuales, se aprovecha esta fuente de energía residual, que permite reducir los gastos en combustibles en más de 126,000.00 soles/año
- (Saura Vidal & Ruiz Moya, 2015) concluye que, los niveles de contaminación térmica se reducen a un 37% los gases de escape sin aumentar las restricciones en el sistema de escape que puede ser sustituido por el silenciador por el intercambiador de calor. A diferencia de la presente tesis concluyendo que, en su estudio; se reducen las emisiones de los gases residuales, en caldera, en el orden de 3.5 % en promedio, lo que la hace una empresa amigable con el medio ambiente. Y el intercambiador se ha diseñado, sin necesitar aumentar las restricciones en el sistema de escape.
- (Saura Vidal & Ruiz Moya, 2015) concluye que, la capacidad de extracción de calor de radiador del coche es el que ocasiona la dependencia del condensador. Debería estudiarse el comportamiento de la capacidad de evacuación con el aumento de velocidad y adaptar el rango de uso del sistema a esa capacidad en el caso de que el radiador no pueda sobredimensionarse. A diferencia de esta tesis concluye que, se ha diseñado el intercambiador, cuidando que no se sobrepasen los valores de velocidad de los gases en tubería y en calentador, de tal modo que no sobrepasen

los valores admisibles, para no tener pérdidas significativas de presión, que pueden colapsar el sistema de calentamiento.

- En la presente tesis fue factible la determinando de los indicadores: Valor actual neto VAN, Tasa interna de retorno TIR, y período de retorno de la inversión PRI

V. CONCLUSIÓN

- a) Se estableció que la potencia térmica recuperable y aprovechable, en 890kw. A partir del balance de energía térmica de los gases de 430°C a 170°C mientras que en el agua ingresa a 20°C y sale a más de 62°C en el intercambiador.
- b) Se determino la masa de agua a calentar en tanque de alimentación a calderas, en kg: $\dot{m}_{\text{agua}} = 10.5264 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 37,895.04\text{kg/h}$
- c) Se dimensionó el calentador tubular de agua por gases residuales: superficie de intercambio de calor, coeficientes de transferencia térmica, diferencias logarítmicas de temperatura.
 - ✓ Coeficiente global de transferencia de calor: 146 w/(m²*°C)
 - ✓ Diferencia logarítmica de temperatura: 234.52 °C
 - ✓ Superficie de intercambio de calor: 26 m²
 - ✓ Nr. de tubos: 102 piezas
 - ✓ Material del tubo: inox 304 L
 - ✓ Diámetro nominal del tubo: ¾”
 - ✓ Longitud del calentador: 2 m
 - ✓ Altura del calentador: 1.4 m
 - ✓ Disposición de tubos: en tresbolillo
- d) Se dimensionó la tubería de gases residuales, entrada y salida del calentador, utilizando tubos de acero al carbono, ASTM A 53, cédula 40, sin costura
 - ✓ Diámetro nominal tubo entrada al calentador: 20 pulgadas
 - ✓ Diámetro nominal tubo salida del calentador: 16 pulgadas
- e) Se realizó el análisis económico: inversiones, costos de operación y mantenimiento, beneficios económicos por reducción de consumo de combustible:

- ✓ Inversión necesaria: 116,653 soles
 - ✓ Beneficio bruto: 126,281.18 soles/año
 - ✓ Costo estimado de mantenimiento: 40,000 soles/año
 - ✓ Beneficio estimado neto: 86,281.18 soles/año
- f) Se realizó el análisis financiero: Preparación del flujo de caja proyectado, determinando los indicadores Valor actual neto VAN, Tasa interna de retorno TIR, y período de retorno de la inversión PRI
- ✓ Tasa de interés: 12.5%
 - ✓ VAN: 272,942 soles
 - ✓ TIR: 46 % > 12.5 %
 - ✓ PIR: 9.98 meses
 - ✓ Período de evaluación: 10 años
 - ✓ Resulta que la inversión en el proyecto térmico es atractiva
- g) Se realizó un análisis de impacto medio ambiental por implementar sistema de recuperación de masa y calor en el sistema de generación de vapor, se obtuvieron los siguientes resultados:

Flujo de Petróleo		Relación gases-cble			Flujos máxicos de gases				
Antes de mejora	Después de mejora	U.M.	Valor	U.M.	Denominación	U.M.	Antes de mejora	Antes de mejora	Reducción
2919	2802.98	kg/h	R _{CO2-cble} 3.116	kg gases/kg cble	Flujo de CO2	kg/h	9095.45	8734.09	361.36
2919	2802.98	kg/h	R _{H2O-cble} 0.9	kg gases/kg cble	Flujo de H2O	kg/h	2627.06	2522.68	104.37
2919	2802.98	kg/h	R _{N2-cble} 22.24	kg gases/kg cble	Flujo de N2	kg/h	64902.9	62324.26	2578.59
2919	2802.98	kg/h	R _{O2-cble} 3.712	kg gases/kg cble	Flujo de O2 libre	kg/h	10835.1	10404.66	430.48

- ✓ Reducción porcentual de emisión de gases:
- ✓ $\Delta m_{CO_2} = 3.973 \%$ en CO2
- ✓ $\Delta m_{H_2O} = 3.973 \%$ en H2O (como vapor de agua)
- ✓ $\Delta m_{N_2} = 3.973 \%$ en N2
- ✓ $\Delta m_{O_2} = 3.973 \%$ en N2
- ✓ El análisis es positivo en el sentido que existe reducción importante de emisión de gases de combustión a la atmósfera

VI.RECOMENDACIONES

Instalar flujómetros en las líneas de gases y de agua, para obtener mayor precisión y monitorear el proceso, estableciendo en todo momento el balance de energía y masa del sistema de calentamiento de agua por gases, determinando la potencia útil obtenida con una frecuencia semanal, por lo menos.

Preparar los términos de referencia para la construcción del calentador, sobre todo en cuando a la preparación montaje de los tubos en carcasa y la puesta en servicio del calentador. De modo similar para el aislamiento térmico necesario.

Preparar un plan de mantenimiento preventivo para el nuevo sistema de calentamiento, de agua por gases residuales. Debe ser uno que incluya frecuencia de limpieza y ajustes/cambio de empaquetaduras, teniendo en cuenta el reponer su capacidad de calentamiento y su eficiencia.

Analizar el mercado financiero, para ver la posibilidad de obtener créditos bancarios más blandos, de tal manera que se obtenga período de retorno de inversión más cortos que el estimado

Al obtenerse un impacto medio ambiental positivo, pues se reduce la emisión de gases a la atmósfera, se tiene un proceso más amigable con el medio ambiente, esto favorece a Hayduk, pues será considerada empresa con buenas prácticas medioambientales.

Establecer un plan de capacitación al personal de operación y mantenimiento existente., equipándola con mejores herramientas y equipos para realizar mejor su labor e interpretación de datos, medidas de seguridad adicionales, etc.

VII. REFERENCIAS

- Rodriguez Paredes, E. (3 de 11 de 2015). *Principales Centrales Termicas Del Peru*. Obtenido de scribd: <https://es.scribd.com/doc/188088114/Principales-Centrales-Termicas-Del-Peru>
- ABB en Perú. (14 de 07 de 2011). *Funcionamiento del ciclo combinado en centrales térmicas*. Obtenido de Noticias ABB España: <http://www.abb.com.pe/cawp/seitp202/bad82308e64184ad652578cd0042d39d.aspx>
- Bird, R. (2006). *Fenomeno de Transporte, 2da edicion*. Winsconsin: Limusa Wiley.
- Castellanos Valladares, Jorge Antonio. (1999). *Cogeneracion de vapor mediante el aprovechamiento de gases de escape de un motor de combustion interna. I*.
- Cisneros Correa, F. (21 de febrero de 2015). *slider share*. Obtenido de caldera Piro tubular: <https://es.slideshare.net/freddymanuelcisneroscorrea3/calderas-piro tubulares>
- Diesel, R. (1882). *Ecured conocimiento con todoss y para todos*. Obtenido de Ecured conocimiento con todoss y para todos: https://www.ecured.cu/Motor_di%C3%A9sel
- Dolz, V. (2 de febreo de 2013). *Tecnología de centrales térmicas para reducir el consumo de combustible de los vehículos. Ciencia y Tecnología, 3*.
- Etiene Lenoir. (1863). *Motor de combustion interna*. En S. Sanz Acebes, *Motores* (págs. 1,2). Madrid: Editex, S.A.
- Fabio Andrés Bermejo-Altamar, A. Y.-O.-L. (2012). *Diseño de un sistema de recuperación de gases residuales en una empresa cervecera a partir de un turbocompresor de motores diesel. INGE@ UAN-Tendencias en la Ingeniería, 4*.
- Ferley, G. C. (2007). *Heat Exchangers selection, rating, and thermal design*. En H. Liu. Boca Raton: CRC Press.
- Fernández Díez, P. (2000). *Termodinamica Técnica*. Obtenido de Biblioteca sobre ingenieria energetica : <http://es.pfernandezdiez.es/libro/?id=2>
- Guillén Cruz, E. (2014). *Diseño y fabricación de un intercambiador de calor de tubos concéntricos para los laboratorios de termofluidos de la Universidad Santo Tomás*. Bogota: Division de Ingenieria.
- Hayduk. (2017). *Analisis de datos economicos*. Puerto Malabrigo: exel.
- Holman, J. (1998). *Transferencia de calor*. Madrid: McGraw-Hill.
- Icropera, F. (1999). *Diseño y construccion de un intercambiador de calor para practicas de laboratorio*. En *4ta edicion* (págs. 19,20,21). Mexico: Pearson.
- Irmgard K, H. (1 de 06 de 2002). *Historia de la Entalpia, gracias a Heike Kamerlingh Onnes y Alfred W. Porter*. Obtenido de JOURNAL OF CHEMICAL EDUCATION: <https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ed079p697>
- Karlekar, B. (1996). *Transferencia de calor 2da edicion*. Rochester: McGraw Hill.

- Kern, D. (1999). *procesos de transferencia de Calor*. Mexico: McGraw Hill.
- Kurt C. Rolle. (2006). *Termodinamica (Sexta Edición)*. Mexico: Prentice Hall Mexico.
- Mataix, C. (2004). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Marcombo: Alfaomega.
- Meganeboy, D. (6 de 12 de 2014). *Aficionados a la mecanica*. Obtenido de Terminos utilizados para el estudio del motor de combustion interna: http://www.aficionadosalamecanica.net/cur_mec_cilindrada.htm
- Mills, A. (1995). *Transferencia de Calor*. Los Angeles, California: Mc Graw Hill .
- Ministerio de Energia y Minas del Perú. (2017). *Eficiencia energtica y administracion de la demanda en el sector Productivo*. Lima: El peru avanza.
- Osinermin. (2018). *Precios de referencia de combustible derivados del petroleo y de la red nacional*. Lima: world products tradinng. Obtenido de Precios de referencia de combustibles derivados del petroleo y energia de la red nacional.
- Paredes Rosario , R. (2013). *Termodinamica (Para ingenieros industriales Teoria y Problemas)*. Trujillo: Universidad Privada Del norte S.A.C.
- Perry, R. (1992). *Manual del Ingeniero Quimico 6ta edicion*. Kansas: McGraw Hill.
- Repsol. (2018). *Ficha de datos, Petroleo Industrial 6*. Lima.
- Saura Vidal , X., & Ruiz Moya, C. (14 de 10 de 2015). *Estudio de un sistema de recuperación de calor en sistemas de escape en motores de combustión interna*. Obtenido de UPCommons. Portal de acceso abierto al conocimiento de la UPC: <https://upcommons.upc.edu/handle/2117/81113>
- Universidad Tecnologica de Pereira. (Junio de 2014). *Publio 17*. Obtenido de Aluminio: www.edu.com
- Welt, J. (1978). *Transferencia de calor aplicada a la Ingenieria*. Oregon: Limusa.
- Yunus A., C., & Afshin J., G. (2011). *Tranferencia de Calor y masas*. España: Mc Graw Hill Interamericana .

ANEXOS

ANEXO 0-1: especificaciones técnicas del grupo electrógeno

Grupo Electrónico MP-1500Q



MODELO	POTENCIA		VOLTAJE	FRECUENCIA	FACTOR DE POTENCIA	AMPERAJE
	PRIME	STAND BY				
MP-1500Q	1374 Kw/1718 KVA	1511 Kw/1889 KVA	380V	50Hz	0.8	2870 A



GRUPO ELECTRÓGENO INSONORO



GRUPO ELECTRÓGENO ABIERTO

* Nota: Imágenes referenciales, pueden variar dependiendo de los accesorios

Datos Técnicos

Grupo Electrónico

Modelo	MP-1500Q	
Motor	Perkins 4012 46TAG3A	
Alternador	STAMFORD PI 734E	
Módulo de control	Electrónico	
Fases	Trifásico	
Tanque combust. abierta/insonoro	460 Galones / 725 Galones	
Sistema Eléctrico	24V	
Frecuencia	60Hz	50Hz
Radiador flujo aire	2160 m ³ /min	2100 m ³ /min
Combustión flujo aire	145.00 m ³ /min	135.00 m ³ /min
Gases de escape flujo	336.00 m ³ /min	350.00 m ³ /min
Temperatura gases escape	434 °C	480 °C

Nivel de ruido G.E.	Máxima	Ambiente
Insonoro @ 7m	85 +/- 3 dBA	34 dBA

Motor

Número de cilindros	12 V
Sistema de Gobernación	Electrónica
Ciclo	4 Tiempos
Aspiración	Turbocargador post enfr.
Combustible	Diesel
Sist. Combustión	Inyección directa
Sist. Enfriamiento	Agua
Diámetro pistón	160.00 mm
Desplazamiento pistón	190.00 mm
Capacidad	45842cc
Relación compresión	13:1
Cap. Sist. Lubricación	177.00 litros
Cap. Sist. Refrigeración	210.00 litros

Consumo de Combustible

Velocidad del motor	1800 RPM	1500 RPM
	l/h	l/h
Potencia Stand by (2)	390.00	380.00
Potencia Prime (1)	361.00	319.00
75% Potencia Prime (1)	277.00	275.00
50% Potencia Prime (1)	187.00	188.00

Alternador

Aislamiento	Clase "H"
Sistema de excitación	Separada
Tarjeta reguladora voltaje	MX321 ± 0.5%
Grado de Protección	IP 23

Normas Técnicas

Motor :	ISO 3046, BS 5514, DIN 6271
Alternador :	UTF-NFC 51-111-105-110 IEC 34-1, BS 5000 4999 NEMA MG 21, VDE 0530
Grupo Electrónico :	ISO 8528

(1) Potencia Prime: Potencia disponible con carga variable durante un número limitado de horas al año (ISO8528-1). Acepta sobrecargas de 10% más d e la potencia por una hora cada 12 horas.

(2) Potencia Stand By: Potencia disponible con carga variable para el caso en que la red comercial falle. No acepta sobrecargas (ISO8528-3); tiene un límite de uso de 500 horas anuales o 300 horas continuas.

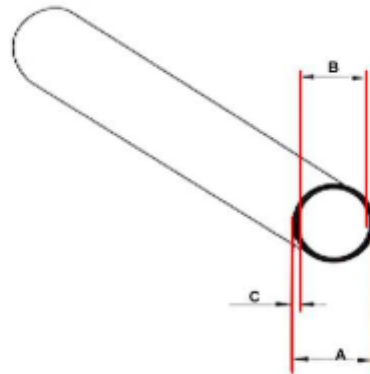


SERIE INDUSTRIAL SCH. 5S / 10S


DIMENSIONES SEGUN ANSI-B 36.19
ASTM A-269 / A-312

TUBOS CON COSTURA


- Acero inoxidable AISI 304
- Con costura
- Normas ASTM A-269 / A-312
- ANSI-B 36.19
- Acabamiento mate



DN (Inch.)	SCHEDULE 5S				SCHEDULE 10S			
	Ø Ext. A (mm.)	Ø Int. B (mm.)	Espesor Pared C (mm.)	Kg. / Metro	Ø Ext. A (mm.)	Ø Int. B (mm.)	Espesor Pared C (mm.)	Peso Kg. / Metro
1/2"	21.30	18.03	1.65	0.80	21.30	17.12	2.11	1.00
3/4"	26.70	23.37	1.65	1.03	26.70	22.45	2.11	1.28
1"	33.40	30.10	1.65	1.30	33.40	27.86	2.77	2.08
1,1/2"	48.30	44.96	1.65	1.91	48.30	42.72	2.77	3.11
2"	60.30	57.02	1.65	2.40	60.30	54.78	2.77	3.93
3"	88.90	84.68	2.11	4.51	88.90	82.80	3.05	6.44
4"	114.30	110.08	2.11	5.83	114.30	108.20	3.05	8.32



Provindus
Su Proveedor de Soluciones



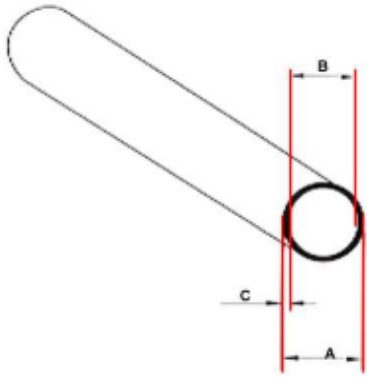
INOXIDABLES

Tubos y Conexiones de Acero Inoxidable

SERIE SANITARIA
 Con Pulido Interno y Externo

TUBOS CON COSTURA

- Acero inoxidable AISI 304
- Acero inoxidable AISI 316
- Pulido Sanitario Interno y Externo



DN (Inch.)	Ø Ext. A (mm.)	Espesor Pared C (mm.)	Peso Kg. / Metro
1/2"	12.70	1.25	0.357
3/4"	19.00	1.25	0.555
1"	25.40	1.25	0.756
1,1/2"	38.00	1.25	1.280
2"	50.80	1.25	1.570
2,1/2"	63.50	1.5	2.337
3"	76.20	1.5	2.816
4"	101.80	1.5	3.759

Dirección: Avda. Eusebio Ayala N° 3747 Asunción - Paraguay
 Teléfonos: (595-21) 606-848 - Fax: (595-21) 606-012 - C.R. 01910
WWW.PROVINDUS.COM.PY
 provindus@provindus.com.py

ANEXO 0-4: Factores de resistencia por ensuciamiento normales, fuente: (Fernández Díez, 2000)

Tipo de fluido	$R_{\text{equivalente}} \left[\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \right]$
Agua de mar < 325 K	0,0009
Agua de mar > 325 k	0,0003
Agua de alimentación a calderas > 325 K	0,0005
Agua de río	0,001 – 0,004
Agua condensada en ciclo cerrado	0,0005
Agua de torre de refrigeración tratada	0,001 – 0,002
Gasóleo ligero	0,0020
Gasóleo pesado	0,0030
Gasolina	0,0010
Soluciones cáusticas	0,0020
Aceite para temple	0,0007
Gases de escape de un motor	0,0100
Aceite combustible	0,0050
Aceite para transformadores	0,0010
Aceites vegetales	0,0030
Vapores de alcohol	0,0001
Aire comprimido	0,0010
Líquido refrigerante	0,0010

ANEXO 0-5: Poder calorífico de petróleo R-6

COMBUSTIBLE	PODER CALORIFICO SUPERIOR	
	kcal/gal	kcal/kg
GAS NATURAL		12828
GLP		11780
DIESEL 2	35160	10860
PR-6	38050	10440
PR-500	38230	10425

Fuente: (Ministerio de Energía y Minas del Perú, 2017)

PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS DE DÍESEL R6

Aspecto: Líquido oleoso y viscoso	pH:
Color: Negro	Olor: Característico del petróleo
Punto de ebullición: PIE: 220 °C, PE(50%): 528 °C	Punto de fusión/congelación:
Punto de inflamación/Inflamabilidad: 65,5 °C min. (ASTM D-93)	Autoinflamabilidad: 408 °C
Propiedades explosivas: Lím. Inferior explosivo: 1.3% Lím. Superior explosivo: 6%	Propiedades comburentes:
Presión de vapor: (Reid) 0.0 atm.	Densidad: 0.970 g/cm ³ a 15 °C (ASTM D-287)
Tensión superficial: 25 dinas/cm a 25 °C	Viscosidad: 92 - 638 cSt a 50 °C (ASTM D-445)
Densidad de vapor: 3.4 (aire=1)	Coef. reparto (n-octanol/agua):
Hidrosolubilidad: Muy baja	Solubilidad: En disolventes del petróleo.
Otros datos: Punto de fluidez: 27 °C Máx. Calor de combustión: -18556 Btu/Lb. (ASTM-D240) Azufre: 3.5% máx. (ASTM D-4294)	

ANEXO 0-7: Tabla de temperaturas de agua saturada. Fuente: (Yunus A. & Afshin J., 2011)

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Líqu. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líqu. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líqu. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líqu. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
		0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

ANEXO 0-8: Propiedades térmicas del agua

Temperatur °C	Densidad r (Kg/m ³)	Calor específico c _p J/Kg°C	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\frac{1}{\alpha} \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Visc. dinám. h. 10 ⁶ N.seg/m ²	Visc. cinem. ν. 10 ⁶ (m ² /seg)	Nº de Prandt Pr	$\frac{g}{n^2} \cdot 10^{-9}$
0	999,9	4226	0,558	0,131	1794	1,789	13,7	
20	998,2	4182	0,597	0,143	1004	1,006	7,02	2,035
40	992,3	4178	0,633	0,151	653,0	0,658	4,34	8,833
60	983,2	4181	0,658	0,155	470,0	0,478	3,02	22,75
80	971,8	4194	0,673	0,165	353,7	0,364	2,22	46,68
100	958,4	4211	0,682	0,169	281,0	0,294	1,75	85,09
120	943,1	4245	0,685	0,171	233,0	0,247	1,45	
140	926,1	4279	0,687	0,172	198,2	0,214	1,24	
160	907,6	4338	0,682	0,173	171,5	0,189	1,10	
180	887,0	4413	0,678	0,172	153,5	0,173	1,00	
200	864,8	4501	0,665	0,170	129,0	0,160	0,94	517,2
220	840,5	4606	0,656	0,168	126,0	0,150	0,89	
240	812,2	4752	0,639	0,164	116,0	0,143	0,87	
260	784,0	4944	0,614	0,157	107,5	0,137	0,87	
280	750,8	5204	0,583	0,150	101,4	0,135	0,92	
300	712,5	6594	0,543	0,132	94,1	0,132	1,02	1766

Fuente: (Kurt C. Rolle, 2006)

ANEXO 0-9: Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes. Fuente (Yunus A. & Afshin J., 2011)

Combustible (fase)	Fórmula	Masa molar, kg/kmol	Densidad, ¹ kg/L	Entalpía de vaporización, ² kJ/kg	Calor específico, ¹ c_p kJ/kg · K	Poder calorífico superior, ³ kJ/kg	Poder calorífico inferior, ³ kJ/kg
Acetileno (g)	C_2H_2	26.038	—	—	1.69	49,970	48,280
Benceno (l)	C_6H_6	78.114	0.877	433	1.72	41,800	40,100
Butano (l)	C_4H_{10}	58.123	0.579	362	2.42	49,150	45,370
Carbono (s)	C	12.011	2	—	0.708	32,800	32,800
Decano (l)	$C_{10}H_{22}$	142.285	0.730	361	2.21	47,640	44,240
Diesel ligero (l)	$C_{12}H_{1.8n}$	170	0.78–0.84	270	2.2	46,100	43,200
Diesel pesado (l)	$C_{12}H_{1.7n}$	200	0.82–0.88	230	1.9	45,500	42,800
Etano (g)	C_2H_6	30.070	—	172	1.75	51,900	47,520
Etanol (l)	C_2H_6O	46.069	0.790	919	2.44	29,670	26,810
Gas natural (g)	$C_xH_{3.8x}N_{0.1x}$	18	—	—	2	50,000	45,000
Gasolina (l)	$C_{12}H_{1.87n}$	100–110	0.72–0.78	350	2.4	47,300	44,000
Heptano (l)	C_7H_{16}	100.204	0.684	365	2.24	48,100	44,600
Hexano (l)	C_6H_{12}	84.161	0.673	392	1.84	47,500	44,400
Hexeno (l)	C_6H_{14}	86.177	0.660	366	2.27	48,310	44,740
Hidrógeno (g)	H_2	2.016	—	—	14.4	141,800	120,000
Isopentano (l)	C_5H_{12}	72.150	0.626	—	2.32	48,570	44,910
Metano (g)	CH_4	16.043	—	509	2.20	55,530	50,050
Metanol (l)	CH_4O	32.042	0.790	1168	2.53	22,660	19,920
Monóx. de carbono (g)	CO	28.013	—	—	1.05	10,100	10,100
Octano (l)	C_8H_{18}	114.231	0.703	363	2.23	47,890	44,430
1-Penteno (l)	C_5H_{10}	70.134	0.641	363	2.20	47,760	44,630
Propano (l)	C_3H_8	44.097	0.500	335	2.77	50,330	46,340
Tolueno (l)	C_7H_8	92.141	0.867	412	1.71	42,400	40,500

¹A 1 atm y 20°C.
²A 25°C para combustibles líquidos, y 1 atm y temperatura normal de ebullición para combustibles gaseosos.
³A 25°C. Multiplique por la masa molar para obtener los valores caloríficos en kJ/kmol.

ANEXO 0-10: Calor específico medio de algunos gases $(0^{\circ}\text{C}-1^{\circ}\text{C}) \int_{T_0}^{T_1} c_p dT$ (kJ/kg $\cdot^{\circ}\text{C}$)

$T^{\circ}\text{C}$	H_2	N_2	O_2	CO	H_2O	CO_2	SO_2	Aire	N_2 en Aire
0	14'38	1'039	0'9804	1'039	1'858	0'8205	0'607	1'004	1'026
100	14'40	1'041	0'9218	1'041	1'874	0'8689	0'637	1'007	1'031
200	14'42	1'044	0'9355	1'046	1'894	0'9122	0'663	1'013	1'035
300	14'45	1'049	0'9500	1'054	1'918	0'9510	0'687	1'020	1'041
400	14'48	1'057	0'9646	1'064	1'946	0'9852	0'707	1'029	1'048
500	14'51	1'066	0'9791	1'075	1'976	1'016	0'724	1'039	1'057
600	14'55	1'076	0'9926	1'087	2'008	1'043	0'740	1'050	1'067
700	14'59	1'087	1'005	1'099	2'041	1'067	0'754	1'061	1'078
800	14'64	1'098	1'016	1'110	2'074	1'089	0'765	1'072	1'088
900	14'71	1'108	1'026	1'121	2'108	1'109	0'776	1'082	1'099
1000	14'78	1'118	1'035	1'131	2'142	1'126	0'784	1'092	1'108
1100	14'85	1'128	1'043	1'141	2'175	1'143	0'791	1'100	1'117
1200	14'94	1'137	1'051	1'150	2'208	1'157	0'798	1'109	1'126
1300	15'03	1'145	1'058	1'158	2'240	1'170	0'804	1'117	1'134
1400	15'12	1'153	1'065	1'166	2'271	1'183	0'810	1'124	1'142
1500	15'21	1'160	1'071	1'173	2'302	1'195	0'815	1'132	1'150
1600	15'30	1'168	1'077	1'180	2'331	1'206	0'820	1'138	1'157
1700	15'39	1'174	1'083	1'186	2'359	1'216	0'824	1'145	1'163
1800	15'48	1'181	1'089	1'193	2'386	1'225	0'829	1'151	1'169
1900	15'56	1'186	1'094	1'198	2'412	1'233	0'834	1'156	1'175
2000	15'65	1'192	1'099	1'204	2'437	1'241	0'837	1'162	1'180
2100	15'74	1'197	1'104	1'209	2'461	1'249		1'167	1'186
2200	15'82	1'202	1'109	1'214	2'485	1'256		1'172	1'191
2300	15'91	1'207	1'114	1'218	2'508	1'263		1'176	1'195
2400	15'99	1'211	1'118	1'222	2'530	1'269		1'181	1'200
2500	16'07	1'215	1'123	1'226	2'552	1'275		1'185	1'204

fuentes: (Yunus A. & Afshin J., 2011)

ANEXO 0-11: propiedades físicas de los gases de combustible

Fuente: (Kurt C. Rolle, 2006)

Tabla: Propiedades físicas de los gases de combustión a $p = 101325\text{Pa}$. con composición volúmica de los gases $\text{CO}_2 = 13\%: \text{H}_2\text{O} = 11\%: \text{N}_2 = 76\%$							
t [°C]	ρ [Kg/m ³]	C_p [KJ/Kg*°C]	$k \cdot 10^2$ [W/m*K]	$a \cdot 10^2$ [m ² /h]	$\mu \cdot 10^6$ [N*s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
0	1.2950	1.05	2.28	6.08	15.78	12.20	0.72
100	0.9500	1.07	3.13	11.10	20.39	21.54	0.69
200	0.7480	1.09	4.01	17.6	24.49	32.80	0.67
300	0.6170	1.12	4.84	25.16	28.23	45.81	0.65
400	0.5250	1.15	5.7	35.04	31.68	60.38	0.64
500	0.4570	1.18	6.5593	43.61	43.85	76.30	0.63
600	0.4050	1.21	7.42	54.32	37.86	93.61	0.62
700	0.3630	1.24	8.27	66.17	40.69	112.10	0.61
800	0.3290	1.26	9.15	79.09	43.37	131.80	0.60
900	0.3010	1.29	10.01	92.87	45.91	152.50	0.59
1000	0.2750	1.31	10.89	109.21	48.36	174.30	0.58
1110	0.2570	1.32	11.75	124.37	50.70	197.10	0.57
1200	0.2400	1.34	12.62	141.27	52.99	221.00	0.56
1300	0.221	1.36	13.58	160.04	55.53	247.55	0.55
1400	0.202	1.37	14.55	178.82	58.07	274.11	0.54
1500	0.183	1.39	15.53	197.61	60.61	300.67	0.53
1600	0.164	1.41	16.50	216.61	63.14	327.23	0.52
1700	0.145	1.43	17.46	235.19	65.68	353.79	0.51
1800	0.126	1.45	18.43	253.98	68.22	380.36	0.50
1900	0.107	1.47	19.40	272.77	70.76	406.94	0.49
2000	0.088	1.48	20.34	291.56	73.30	433.53	0.48

ANEXO 0-12:Poder calorífico de los derivados del petróleo es aproximadamente constante por unidad de masa.

Combustíveis	Poder Calorífico Inferior (PCI) [1]					Poder Calorífico Superior (PCS) [1]					Densidade		
	Btu/ft3 [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	kWh/kg	kcal/kg	Btu/ft3 [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	kWh/kg	kcal/kg	grams/ft3	g/m3	
Gasosos @ 0 C and 1 atm													
Gás Natural	983	20.267	47	13	11.259	1.089	22.453	52	15	12.474	22	777	
Hidrogênio	290	51.682	120	33	28.712	343	61.127	142	39	33.959	3	90	
Gás Refinaria	1.458	20.163	47	13	11.201	1.584	21.905	51	14	12.169	33	1.158	
Líquidos	Btu/gal [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	kWh/kg	kcal/kg	Btu/gal [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	kWh/kg	kcal/kg	grams/gal	g/cm3	g/l
Petróleo Cru	129.670	18.352	43	12	10.195	138.350	19.580	46	13	10.878	3.205	0,847	847
Gasolina	116.090	18.679	43	12	10.377	124.340	20.007	47	13	11.115	2.819	0,745	745
Reformulated or low-sulfur gasoline	113.602	18.211	42	12	10.117	121.848	19.533	45	13	10.851	2.830	0,747	747
CA reformulated gasoline	113.927	18.272	42	12	10.151	122.174	19.595	46	13	10.886	2.828	0,747	747
Diesel	128.450	18.397	43	12	10.221	137.380	19.676	46	13	10.931	3.167	0,837	837
Diesel baixo enxofre	129.488	18.320	43	12	10.178	138.490	19.594	46	13	10.885	3.206	0,847	847
Petroleum naphtha	116.920	19.320	45	12	10.733	125.080	20.669	48	13	11.482	2.745	0,725	725
NG-based FT naphtha	111.520	19.081	44	12	10.601	119.740	20.488	48	13	11.382	2.651	0,700	700
Residual oil	140.353	16.968	39	11	9.426	150.110	18.147	42	12	10.082	3.752	0,991	991
Methanol	57.250	8.639	20	6	4.799	65.200	9.838	23	6	5.466	3.006	0,794	794
Ethanol	76.330	11.587	27	7	6.437	84.530	12.832	30	8	7.129	2.988	0,789	789
Butanol	99.837	14.775	34	10	8.208	108.458	16.051	37	10	8.917	3.065	0,810	810
Acetone	83.127	12.721	30	8	7.067	89.511	13.698	32	9	7.610	2.964	0,783	783
E-Diesel Additives	116.090	18.679	43	12	10.377	124.340	20.007	47	13	11.115	2.819	0,745	745
Liquefied petroleum gas (LPG)	84.950	20.038	47	13	11.132	91.410	21.561	50	14	11.979	1.923	0,508	508
Liquefied natural gas (LNG)	74.720	20.908	49	14	11.616	84.820	23.734	55	15	13.186	1.621	0,428	428
Dimethyl ether (DME)	68.930	12.417	29	8	6.898	75.610	13.620	32	9	7.567	2.518	0,665	665
Dimethoxy methane (DMM)	72.200	10.061	23	7	5.590	79.197	11.036	26	7	6.131	3.255	0,860	860
Methyl ester (biodiesel, BD)	119.550	16.134	38	10	8.963	127.960	17.269	40	11	9.594	3.361	0,888	888
Fischer-Tropsch diesel (FTD)	123.670	18.593	43	12	10.329	130.030	19.549	45	13	10.861	3.017	0,797	797
Renewable Diesel I (SuperCetane)	117.059	18.729	44	12	10.405	125.294	20.047	47	13	11.137	2.835	0,749	749
Renewable Diesel II (UOP-HDO)	122.887	18.908	44	12	10.504	130.817	20.128	47	13	11.182	2.948	0,779	779
Renewable Gasoline	115.983	18.590	43	12	10.328	124.230	19.911	46	13	11.062	2.830	0,748	748
Liquid Hydrogen	30.500	51.621	120	33	28.678	36.020	60.964	142	39	33.869	268	0,071	71
Methyl tertiary butyl ether (MTBE)	93.540	15.094	35	10	8.385	101.130	16.319	38	11	9.066	2.811	0,743	743
Ethyl tertiary butyl ether (ETBE)	96.720	15.613	36	10	8.674	104.530	16.873	39	11	9.374	2.810	0,742	742
Tertiary amyl methyl ether (TAME)	100.480	15.646	36	10	8.692	108.570	16.906	39	11	9.392	2.913	0,770	770
Butane	94.970	19.466	45	13	10.814	103.220	21.157	49	14	11.754	2.213	0,585	585
Isobutane	90.060	19.287	45	12	10.715	98.560	21.108	49	14	11.726	2.118	0,560	560
Isobutylene	95.720	19.271	45	12	10.706	103.010	20.739	48	13	11.521	2.253	0,595	595
Propane	84.250	19.904	46	13	11.057	91.420	21.597	50	14	11.999	1.920	0,507	507
Solid Fuels	Btu/ton [2]	Btu/lb [5]	MJ/kg [4]	kWh/kg	kcal/kg	Btu/ton [2]	Btu/lb [5]	MJ/kg [4]	kWh/kg	kcal/kg			
Coal (wet basis) [6]	19.546.300	9.773	23	6	5.429	20.608.570	10.304	24	7	5.725			
Bituminous coal (wet basis) [7]	22.460.600	11.230	26	7	6.239	23.445.900	11.723	27	8	6.513			
Coking coal (wet basis)	24.600.497	12.300	29	8	6.833	25.679.670	12.840	30	8	7.133			
Farmed trees (dry basis)	16.811.000	8.406	20	5	4.670	17.703.170	8.852	21	6	4.918			
Herbaceous biomass (dry basis)	14.797.555	7.399	17	5	4.110	15.582.870	7.791	18	5	4.329			
Corn stover (dry basis)	14.075.990	7.038	16	5	3.910	14.974.460	7.487	17	5	4.160			
Forest residue (dry basis)	13.243.490	6.622	15	4	3.679	14.164.160	7.082	16	5	3.934			
Sugar cane bagasse	12.947.318	6.474	15	4	3.596	14.062.678	7.031	16	5	3.906			
Petroleum coke	25.370.000	12.685	30	8	7.047	26.920.000	13.460	31	9	7.478			

Fuente: (Ministerio de Energia y Minas del Perú, 2017)

ANEXO 0-13: Validación de datos recogidos de planta hayduk

HOJA PARA VALIDACION DE DATOS			
I T E N	DESCRIPCION	DIMENS. POR DATO	DIMENS. POR CALCULO
1	Flujo volumétrico de gases de escape, a plena carga:	$336m^3/min$	$5.60m^3/s$
2	Densidad de gases de escape	$0.5kg/m^3$	-
3	Flujo másico del gas de escape	$2.8Kg/s$	-
4	Temperatura de gases de escape:	$434\text{ }^\circ\text{C}$	-
5	Rendimiento del intercambiador de calor valor de aproximación	η_{ic}	99.50%
6	Flujo total de gases residuales	$37\ 584kg/h$	$10.44kg/s$
7	Flujo másico del condensado dato de planta = \dot{m}_{cond}	$19\ 584kg/h$	$5.44kg/s$
8	Temperatura de vapor recuperado que ingresa al tanque de distribución:	95°C	-
9	Temperatura promedio que sale del make up o agua limpia	20°C	-

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR										Observaciones
	Claridad en la redacción		Coherencia Interna		Inducción a la respuesta		Lenguaje adecuado		Mide lo que pretende		
	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	
1											
2											
3											
4											
5											
6											
7											
8											
9											
10											
11											
12											
13											
14											
15											
16											
ASPECTOS GENERALES									SI	NO	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario.											
Los ítems están distribuidos en forma lógica y secuencial.											
El número de ítems es suficiente para recoger la información											
VALIDEZ											
Aplicable:						No Aplicable:					
APLICABLE ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES											
Validado por:						C.I.:					
Firma						Teléfono:					
e-mail:						Fecha					

Matriz de consistencia

Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables	Dimensiones e indicadores	Metodología	Población
<p>Problema General ¿En qué medida el diseño de un intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno contribuirá a reducir costos de generación de vapor en Planta Hayduk Puerto Malabrigo 2018?</p>	<p>Objetivo General “Aplicar el diseño un intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno en Planta Hayduk de Puerto Malabrigo”.2018</p> <p>Objetivos específicos:</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Realizar un balance de energía y masa del grupo electrógeno Diesel, estableciendo la potencia térmica recuperable y aprovechable, en kw. ➤ Determinar la masa de agua a calentar en tanque de alimentación a calderas, en kg. ➤ Dimensionar el intercambiador tubular de agua por gases residuales: superficie de intercambio de calor, coeficientes de transferencia térmica, diferencias logarítmicas de temperatura. ➤ Dimensionar la tubería de gases residuales, entrada y salida del calentador ➤ Realizar el análisis económico: inversiones, costos de operación y mantenimiento, beneficios económicos por reducción de consumo de combustible. ➤ Realizar el análisis financiero: Preparación del flujo de caja proyectado, determinando los indicadores Valor actual neto VAN, Tasa interna de retorno TIR, y período de retorno de la inversión PRI 	<p>Hipótesis General El diseño de un intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno si permite reducir los costos de producción de vapor en la planta Hayduk, de Puerto Malabrigo 2018</p>	<p>Variable Independiente El diseño de un intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno</p> <p>Concepto Actividad creativa que tiene por fin proyectar objetos que sean útiles y estéticos.</p> <p>Variable II Costos de generación de vapor</p> <p>Concepto Es la sumatoria de los costos de combustible, de agua, de insumos químicos, de mano de obra, de agua, utilizado en caldera</p> <p>Valor monetario que se utiliza para generar vapor, y expresa la participación de diferentes componentes como combustible, mano de obra, insumos</p>	<p>Variable I Diseño de un intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno</p> <p>Contenidos Actividad creativa que tiene por fin proyectar objetos que sean útiles y estéticos.</p> <p>Dimensiones: Flujo másico de gases residuales de grupos electrógenos. Variación de entalpía de gases residuales</p> <p>Variable II Costos de electración de vapor</p> <p>Dimensiones Aumento de temperatura en agua de alimentación a caldera Valor monetario que se utiliza para generar vapor, y expresa la participación de diferentes componentes como combustible, mano de obra, insumos</p> <p>Indicadores: Aumento de temperatura elevado Aumento de temperatura óptimo Aumento de temperatura Reducción elevada del costo de producción de vapor Reducción baja del costo de producción de vapor</p>	<p>Nivel de Investigación: Aplicativo o Tecnológico</p> <p>Tipo de Investigación: Prospectivo y analítico.</p> <p>Enfoque de la Investigación: Cuantitativo.</p> <p>Método: Recolección de datos y análisis de los datos.</p> <p>Diseño de la Investigación: Validación de Instrumentos: Se orientan a la identificación, definición y medición de un constructo. O; Observación X interviniente O1, O2, O3, O4</p> <p>Instrumento: Registros de Observación</p>	<p>La población está conformada por grupos electrógenos y las calderas.</p> <p>Unidad de Muestreo muestreo no probabilístico conveniencia en el que se incluye al total</p> <p>Técnicas de MUESTREO: No probabilístico Análisis de datos registrados. Evaluar el éxito de la intervención. Eficacia y Eficiencia. Análisis de la capacidad del proceso.</p>