



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN

**“ESTUDIO EXERGÉTICO DE LA CÁMARA DE
COMBUSTIÓN DE LA PLANTA DE TRIPOLIFOSFATO DE
SODIO DE INNOPHOS FOSFATADOS DE MÉXICO, S. DE
R.L. DE C.V.”**

TESIS

Que para obtener el título de:

Maestro en Ingeniería Energética

PRESENTA:

Juan Antonio Sanchez Broca

ASESOR:

DR. ROBERTO RAMÍREZ MESA.



MINATITLÁN, VER.

NOVIEMBRE 2007

MEXICO

DEDICATORIA

DEDICATORIA

A mis padres por el apoyo y comprensión dada durante el transcurso de la maestría.

A mi hermana y hermano quienes siempre me alentaron para seguir adelante.

A mi esposa quien me brindo todo su apoyo y comprensión.

A mi hijo quien es el que ha venido a darme muchas alegrías.

A Dios quien me dio vida y salud para concluir una de mis metas.

AGRADECIMIENTO

AGRADECIMIENTO

Al Dr. Roberto Ramírez Mesa, por su valiosa ayuda académica para la realización de esta maestría.

Al personal de Innophos Fosfatados de México, pero especialmente al Ing. Gustavo Adolfo Fajardo por permitirme desarrollar este trabajo.

A todos los maestros que impartieron la maestría por el apoyo dado durante esta.



Fosfatados de México S. de R. L. de C. V.

Lic. María Elena Rojas Rauda
Directora del Instituto Tecnológico de Minatitlán

At'n:
Dra. María Elisa Espinosa Valdés
Jefe de la División de Estudios
de Postgrado e Investigación
Instituto Tecnológico de Minatitlán

Asunto: Terminación de Proyecto

Me dirijo a usted de la manera más atenta para informarle que el proyecto de investigación " **ANÁLISIS ENÉRGICO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE LA PLANTA DE TRIPOLIFOSFATO DE SODIO EN INNOPHOS FOSFATADOS DE MEXICO S. de R. L. de C. V.** ", desarrollado por el Ingeniero Gustavo Adolfo Fajardo Pulido, asesorado por el Dr. Roberto Ramírez Mesa, ha sido concluido satisfactoriamente, representando el mismo un gran aporte a Innophos Fosfatados para la evaluación energética y determinación de costos de producción y mantenimiento de nuestra empresa.

Sin otro particular le envío un afectuoso saludo, quedando a sus órdenes.

ATENTAMENTE


Ing. Miguel Ángel Chávez González
Gerente de Producción-Mantenimiento
Planta de Tripolifosfato de Sodio(STPP)



RESUMEN

RESUMEN

En el presente trabajo de Tesis realizado a un calentador de fuego directo (cámara de combustión), de una planta de Tripolifosfato de sodio, de Innophos Fosfatados de México, ubicada en la Laguna de Pajaritos del Municipio de Coatzacoalcos, Ver.

Se efectuó un análisis termomecánico de la cámara de combustión dicho estudio se desarrolló desde Febrero del 2004 a Julio del 2006.

Dado lo extenso y complejo de los cálculos de las propiedades Termodinámicas se diseñó un Software para la caracterización y simulación de las variables en la cámara de combustión, así mismo, para determinar su eficiencia energética.

Los resultados más importantes del análisis termomecánico se resumen de la siguiente manera:

- Se efectuó una evaluación de la transferencia de calor del calentador de fuego directo.
- Se determinó su eficiencia exergética.
- Se evaluó los índices de costos de producción por mantenimiento correctivo.

ABSTRACT

ABSTRACT

In the present work of thesis made to a heater of direct fire (combustion chamber), of a plant of sodium tripolyphosphate, Innophos Phosphates of Mexico, located in the lagoon of Pajaritos of the Municipality of Coatzacoalcos, to see.

A thermomechanics analysis of the combustion chamber in a plant of sodium tripolyphosphate, in this study took place was developed since February of the 2004 to July of the 2006.

In view of the extensive and complex of the calculations of the Thermodynamic properties Software was designed for the characterization and simulation of the variables in the chamber of combustion, likewise, to determine it energetic efficiency.

The most important results of the thermomechanics analysis are transformed of the following way:

- Took place an evaluation of the heat transference of the direct fire heater.
- Diminished the fuel consumption was managed to reduce the production costs by medium repair.
- There were evaluated indexes of cost of production by corrective maintenance.

INDICE

INDICE

	Pag.
INTRODUCCION	2
CAPITULO I GENERALIDADES DE INNOPHOS FOSFATADOS DE MÉXICO.	8
1.1 Antecedentes históricos.....	9
1.2 Ubicación geográfica.....	11
1.3 Etapa de transición.....	13
1.4 Descripción de la empresa.....	14
1.5 Política de calidad.....	16
1.6 Política de seguridad y medio ambiente.....	17
1.7 Misión.....	17
1.8 Visión.....	17
1.9 Organigrama.....	18
1.10 Descripción del proceso de la planta de Trípolifosfato de sodio.....	19
CAPITULO II ANALISIS DE EXERGIA APLICADOS A SISTEMAS	
TERMODINAMICOS	21
2.1 Primera Ley de la Termodinámica.....	22
2.2 Segunda Ley de la Termodinámica.....	23
2.3 Principios básicos termodinámicos en el análisis de sistemas	24
2.4 Procesos Irreversibles	27
2.5 Exergía	27
2.6 Análisis de Exergía	28
2.7 Balance de Exergía en Sistemas Abiertos.	31
2.8 Criterios de Eficiencias utilizados en el Análisis de Exergía	34
2.8.1 Eficiencia Exergética	34
2.9 Viabilidad de la Aplicación del Modelo de Sustancia Incompresible	37
2.10 Aplicaciones del Analisis de Exergia.	38

CAPITULO III ANÁLISIS DE LOS MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE CÁMARAS COMBUSTIÓN.	40
3.1 Conceptos teóricos de la combustión.....	41
3.2 Valor calorífico del combustible.....	42
3.3 Entalpía de combustión.....	43
3.4 Composición del aire.....	44
3.5 Exceso de Aire.....	44
3.6 Combustión estequiometrico.....	45
3.7 Relación Aire-Combustible (RAC).....	46
3.8 Eficiencia de la Combustión.....	47
3.9 Volumen producto de la combustión.....	48
3.10 Temperatura de la flama adiabática.....	49
3.11 Temperatura de flama.....	49
3.12 Efecto de disociación.....	50
3.13 Estabilidad de la combustión.....	51
3.14 Características de los quemadores.....	51
3.15 Margen de regulación de un quemador.....	52
3.16 Introducción a la transferencia de calor.....	54
3.17 Transferencia de calor en cámaras de combustión.....	55
3.18 Refractarios y Aislamiento Térmico.....	57
3.19 Control de emisiones.....	58
CAPITULO IV ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.	59
4.1 Evaluación del valor calórico del combustible y los volúmenes de los productos de la combustión y el aire.....	60
4.2 Poder calorífico inferior.....	61
4.3 El volumen teórico del aire.....	61
4.4 El volumen real del aire.....	62
4.5 Volumen total de los productos de la combustión.....	62
4.6 Determinación de los volúmenes de los productos de combustión	63

4.7	Volumen teórico de los productos de combustión.....	63
4.8	Volumen real de los gases.....	65
4.9	Fracciones volumétricos de los gases producto de la combustión.....	66
4.10	Características y propiedades del combustible.....	67
4.11	Cálculo del balance Entálpico.....	69
4.12	Determinación de las pérdidas de calor.....	72
4.13	Determinación del calor disponible y del calor perdido por Transferencia de calor.....	73
4.14	Cálculo del rendimiento bruto y neto.....	74
4.15	Análisis para el calculo de Exergia.	75
CAPITULO V RESULTADOS DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGETICO		
	DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.	81
5.1	Características del Software.....	82
5.2	Propiedades y características de los elementos.....	83
5.3	Análisis geométrico.....	86
5.4	Cálculo del volumen.....	86
5.5	Cálculo del área de transferencia de calor.....	87
5.6	Determinación de los volúmenes de los productos de la combustión..	87
5.7	Determinación del valor calorífico inferior del gas natural.....	88
5.8	Composición real del gas natural y su valor calorífico.....	88
5.9	Determinación del valor calorífico superior del gas natural.....	89
5.10	Cálculo del volumen teórico del aire seco.....	89
5.11	Cálculo del volumen teórico de los productos de la combustión.....	90
5.12	Cálculo del volumen real de gases secos.....	91
5.13	Procedimiento del análisis energético.....	92
5.14	Dependencia de la entalpía de los gases en el Horno en función de la Temperatura y exceso de aire.....	100
5.15	Obtención del Modelo Matemático.....	102
5.16	Balance Térmico.....	04
5.17	Calculo del Análisis exergetico.....	104

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	121
APENDICES.....	123
BIBLIOGRAFIA.....	126

INDICE DE TABLAS Y FIGURAS		Pág.
Figura 1.1	Foto aérea del Complejo Industrial Pajaritos, Ver.....	12
Figura 1.2	Foto aérea de la Planta Industrial Innophos.....	12
Figura 1.3	Organigrama de la Planta de Tripolifosfato de Sodio.....	18
Figura 2.1	Volumen de control	26
Tabla 2.1	Propiedades de referencia.....	29
Figura 2.2	Representacion de la Segunda Ley de la Termodinamica	30
Figura 2.3	Flujos de Exergia	31
Figura 2.4	Distribucion de los flujos de Exergia	33
Tabla 3.1	Composición volumétrica del aire atmosférico seco.....	44
Tabla 3.2	Coeficiente de exceso de aire recomendado para combustible.....	46
Figura 3.1	Efecto del exceso de aire en la temperatura de los gases de Combustión y la energía disponible.....	47
Figura 3.2	Temperaturas de interfase.....	55
Figura 4.1	Temperatura interfase de la cámara de Combustión.....	73
Tabla 5.1	Propiedades termodinámicas del aire.....	83
Tabla 5.2	Propiedades del gas natural.....	84
Tabla 5.3	Características del refractario.....	84
Tabla 5.4	Características del acero ASTM A285 GrC.....	84
Tabla 5.5	Características de operación de la cámara de Combustión.....	85
Tabla 5.6	Características de construcción de la cámara de Combustión.....	85
Figura 5.1	Cámara de Combustión, planta STPP.....	86
Tabla 5.7	Composición del gas natural.....	88
Tabla 5.8	Fracción volumétrica de los gases.....	93
Tabla 5.9	Porcentaje de los gases con respecto a su masa molecular.....	94
Tabal 5.10	Densidad de la mezcla aire combustible.....	95
Tabla 5.11	Mezcla aire – combustible.....	96
Tabla 5.12	Capacidades Caloríficas.....	97
Tabal 5.13	Datos de entrada.....	98

Tabla 5.14	Propiedades de los elementos.....	98
Tabla 5.15	Entalpía de los gases de salida.....	98
Tabla 5.16	Entalpía del aire.....	99
Tabla 5.17	Valores de la entalpía para diferentes valores del coeficiente de exceso de aire.....	99
Tabla 5.18	Valores de la entalpía para diferentes valores de temperatura.....	100
Figura 5.2	Dependencia de la entalpía de los gases en el horno en función de Temperatura para $\alpha = 1$	100
Figura 5.3	Coeficiente de exceso de aire $\alpha = 1.2$	101
Figura 5.4	Coeficiente de exceso de aire $\alpha = 1.3$	101
Figura 5.5	Tabla de datos creada en STATITICA for Windows.....	102
Figura 5.6	Resultados de la regresión múltiple.....	102
Figura 5.7	Modelación de la entalpía.....	103
Tabla 5.19	Condiciones del aire.....	104
Tabla 5.20	Pérdidas de calor al medio ambiente.....	105
Figura 5.8	Configuración de capas de refractario y temperatura interfases en la Cámara de combustión.....	106
Figura 5.9	Temperaturas interfases en la cámara de combustión modificada.....	107

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCION

El Complejo Industrial de Innophos (antes Rhodia) Fosfatados de México, se encuentra ubicado en la laguna de Pajaritos, situada en Coatzacoalcos, Veracruz, en el sureste de México.

Al día de hoy, la unidad industrial, cuenta con una Planta de Tripolifosfato de sodio (STPP), materia prima básica para la fabricación de detergentes que inició en 1996 su operación comercial.

El arranque de la planta fue en el año de 1995, La capacidad de producción inicial a la cual se diseñó fue de 50,000 TM de producción anual, a partir del año 2001 se ha Incrementado la producción en un 80 %.

Dicha planta tiene como equipos Principales de su proceso, un Secador Rotatorio y un calentador de Aire de Fuego Directo de 2.59 m de diámetro X 5.49 m de longitud; dicha cámara de combustión fue diseñada para operar a 900 °C, sin considerar a futuro un incremento de la producción de la planta de STPP.

El equipo de estudio es una cámara de combustión, la cual funciona como un calentador de aire a fuego directo, los gases de combustión se mezclan para formar una corriente de gases en la cámara, dicha corriente entra en contacto con un secador rotatorio, el cual opera a contracorriente con respecto a los polvos de Ortofosfato, dicha corriente de gases alcanza temperaturas de 600 a 700 °C.

El presente estudio que consta de cinco capítulos consiste en el análisis Energético y Exergetico de la cámara de Combustión de la planta de STPP, la cual ha sufrido en lo últimos tres años deformaciones Mecánicas de sus placas interior y exterior, así como daño de su refractario, lo cual origina frecuentes paros en la operación reduciendo su factor de operación a un 90% y por consiguiente altos costos de producción por mantenimiento correctivo.

En el análisis termomecánico de la cámara de Combustión, se pretende evaluar la transferencia de calor y efectuar una comparación con los datos de diseño, determinar los parámetros óptimos de operación y así de esta manera contribuir con

la dirección de Manufactura, a la optimización de los Recursos Humanos y materiales, así como eficientar la operación de los equipos de proceso, reduciendo el consumo de combustible, disminuyendo los costos de mantenimiento por fallas prematuras y por consiguiente disminuir los costos de producción, cumpliendo con la visión de la empresa en los índices de confiabilidad y optimización de las plantas productivas, estabilización financiera y competitividad internacional, Política de seguridad y medio ambiente en el control de emisiones a la atmósfera y de desechos industriales.

Para el desarrollo de este estudio se efectuó una investigación exploratoria para conocer las condiciones del proceso y características de la planta, memorias descriptivas, datos de fabricantes de equipos, curvas típicas de operación e historia de equipo de mantenimiento, dicha información se obtuvo en el manual de operación y de diseño de la planta de Tripolifosfato de sodio (STPP).

Posteriormente se realizó una investigación descriptiva, determinándose la transferencia de calor en la cámara de combustión, permitiendo obtener el calor generado y por consiguiente determinar las pérdidas en dicha cámara, de igual forma esta investigación permitió determinar los parámetros ambientales así como los consumos energéticos del sistema de combustión.

La investigación correlacional para el rediseño de la cámara de combustión que permita disminuir el consumo de combustible y el costo de producción por mantenimiento, optimizar el factor de operación de la planta de STPP, mediante el tipo de modelación conceptual estableciendo un modelo matemático, a través del programa STATWINDOWS.

Como resultados y metas se pretende obtener el perfil de temperaturas de refractario y placa de acero, simular las variables de temperatura, flujo de gas, espesor óptimo de refractario, y costo de mantenimiento; para determinar la falla prematura del refractario y daño de la placa de acero se estableció una propuesta de reconfiguración en el diseño de la cámara de combustión.

El objetivo general del presente trabajo es realizar un estudio integral de la cámara de combustión de la planta de Tripolifosfato de Sodio (STPP), partiendo de un análisis termomecánico y de transferencia de calor en el mismo.

Los objetivos particulares consisten en realizar un balance térmico de la cámara de combustión de la planta de Tripolifosfato de Sodio (STPP), así como un estudio de la transferencia de calor en la misma y su influencia en los perfiles de temperatura de la placa de acero y refractario, evaluar la reconfiguración de la cámara de combustión, así como el espesor óptimo de refractario seleccionando el material adecuado, según Norma Oficial Mexicana y código ASME; se contempla analizar los costos de mantenimiento por daño prematuro del refractario y placa de acero; así mismo analizar la influencia de dicha reconfiguración en los posibles costos de mantenimiento y consumo de gas.

El problema de investigación radica en el daño prematuro de refractario y placa de acero de una cámara de combustión de la planta de Tripolifosfato de Sodio en Rhodia Fosfatados de México, dicho equipo de proceso es un calentador de aire de fuego directo (Cámara de combustión) la cual fue construida para operar a una temperatura de diseño de 900 °C y una producción de la planta de STPP DE 50 000 TM, la cual se ha incrementado en un 70% en los últimos 3 años, dicho incremento de capacidad ha cambiado las variables del proceso obteniéndose temperaturas mayores de la de diseño en la cámara de combustión.

En el año de 1998 se realizó un proyecto de optimización de los gases de la combustión del Secador Rotatorio, retornando el Aire a 80 °C, a través de un enchaquetado de la cámara de combustión; posteriormente en el año de 1999 se efectuó un rediseño de la placa de acero y espesor de refractario.

Con la nueva configuración se mantuvo en operación un año, pero a partir del año 2000 se presentaron de nueva cuenta los daños continuos de placa de acero y refractario

Actualmente con el incremento en la capacidad de la planta de STPP se han modificado las variables del proceso, incrementado la temperatura a 1200 °C, en el

interior de la cámara de combustión, ocasionando fallas prematuras de la placa de acero y refractario, paros continuos de la producción bajo factor de operación y por consiguiente altos costos de producción por mantenimiento correctivo.

El objetivo de la empresa es mantener el factor de operación de la planta de STPP en un 98% a un bajo costo de producción así de esta manera cumplir con los programas anuales de producción, implementando los programas de mantenimiento preventivo en un nivel presupuestal de acuerdo a la política de la empresa.

Los daños de la placa de acero y refractario en la cámara de combustión, ha incrementado los costos de mantenimiento por daños prematuros de refractario y deformaciones mecánicas de la placa de acero de la misma durante los últimos tres años, dichos daños se manifiestan con temperaturas superiores de 220 °C en el exterior de la placa de acero.

Dichas fallas ocasionan paros frecuentes de la producción y por consiguiente altos costos de mantenimiento por constantes reparaciones en la cámara de combustión.

Como preguntas de investigación se tienen:

- ¿Cuál es la relación aire – combustible óptima?
- ¿Se requiere rediseñar las dimensiones de la cámara?

Dicho estudio se enfoca básicamente en el Análisis de la transferencia de calor en placa y refractario del Calentador de Aire de Fuego Directo.

Los objetivos del análisis consisten en:

1. Realizar un Balance Térmico de la cámara de Combustión, la transferencia de Calor y su influencia en los campos de Temperatura de los Metales y del Refractario.
2. Efectuar un análisis de las condiciones reales de operación y su influencia en la Transferencia de calor en dicha Cámara.

3. Estudiar la influencia de las condiciones de operación reales en los campos de Temperatura interior y exterior de las placas de acero y Refractario.

Actualmente la temperatura en el interior de la cámara de Combustión se encuentra operando a 1200 °C, siendo superior este valor a la temperatura original de diseño(1180 °C).

Con dicho incremento se presenta una caída de de temperatura a 700 °C a través de un ducto de salida del flujo de Gases de la combustión hacia el Secador Rotario, siendo esta Temperatura la óptima en el proceso.

Así mismo ocurren variaciones bruscas de Temperatura en el Calentador por ajustes en las variables del proceso, cuando se cambia la fórmula en el proceso de STPP.

En los últimos tres años se han presentado Fallas en el Refractario y Placa interior de la Cámara de Combustión, así como de su aislamiento Térmico, ocasionando pérdidas en la producción y altos costos de mantenimiento.

Dichos daños en la cámara de Combustión, ha sido significativo en su eficiencia calorífica, influyendo en el factor de operación de la planta de STPP, altos costos de mantenimiento por daño severo de refractario, placa y Aislamiento Térmico, así como alto riesgo en la seguridad del personal de operación de la planta por alta temperatura de la placa exterior de la cámara, con valores superiores a la Norma Oficial Mexicana.

Dichas fallas influyen en la disminución del factor de operación de la planta de STPP, así como gastos por mantenimiento de \$ 90,000 dólares anuales, con un alto impacto en el presupuesto en los últimos tres años.

El objetivo de dicho estudio es determinar la Transferencia de calor en la placa y refractario, así mismo determinar la optimización de las variables de Temperatura, consumo de Gas y eficiencia energética, así como su confiabilidad en la operación y seguridad del personal operativo y por consiguiente optimizar los costos por mantenimiento con estándares de ingeniería.

Los experimentos a realizar son mediciones de la temperatura en la placa exterior de la cámara de combustión, recopilación de datos de bitácora, medición del consumo de gas y relación de aire combustible, verificar el volumen y la presión del aire secundario, datos de temperatura de la flama según fabricante.

Actualmente se tiene un consumo de gas de 475 m³/s y un costo anual por mantenimiento correctivo de 110,000 USD; con la propuesta de reconfiguración mecánica, se podrá efectuar una evaluación de costos por mantenimiento así como un análisis en la optimización en el factor de operación de la planta de STPP.

CAPITULO I

CAPÍTULO I. GENERALIDADES DE INNOPHOS FOSFATADOS DE MÉXICO.

1.1 Antecedentes históricos

Las instalaciones del complejo Industrial Innophos Fosfatados de México, para la fabricación de fosfatos se encuentran ubicadas en la Laguna de Pajaritos, de Coatzacoalcos, Veracruz, en el sureste de México.

De acuerdo con el Manual²³ de descripción general de las instalaciones del complejo Innophos (antes Rhodia) Fosfatados de México S. A. de C. V. Iniciaron sus operaciones en 1969. Las creó y operó Fertilizantes Fosfatados Mexicanos, S. A. (FFM), empresa formada en 1969 por un grupo de inversionistas mexicanos y norteamericanos. La idea era producir superfosfato triple granulado (SFTG) y ácido fosfórico para el mercado de fertilizantes de exportación, en un sitio cercano al abastecimiento de materias primas, con el objeto de tener bajos costos de producción. La región en la que se encuentra la laguna de Pajaritos tiene las siguientes ventajas:

- Se ubica en un parque industrial de primera magnitud en el país con una gran infraestructura de apoyo.
- Se encuentra a pocos kilómetros de los depósitos de azufre y producción azufrera de Jaltipán y de los pozos de gas natural de Petróleos Mexicanos (PEMEX).
- Se localiza a corta distancia de los depósitos de roca fosfórica de la Florida central.
- Es un puerto natural del Golfo de México, de fácil acceso vía terrestre y por el Río Coatzacoalcos.
- Está enclavada en el Istmo de Tehuantepec, a corta distancia por carretera y vía férrea del Océano Pacífico.

Ahí fueron instaladas una planta de superfosfato triple y dos líneas idénticas de producción de ácido fosfórico, con su correspondiente planta de ácido sulfúrico.

Fertilizantes Fosfatados Mexicanos inició, también en 1969, la transportación marítima de ácido fosfórico de proceso húmedo, siendo la primera compañía del mundo en utilizar grandes barcos para transportaciones de este tipo a distancias largas. Todo el superfosfato triple y los excedentes de ácido fosfórico fueron exportados, porque FFM no estaba autorizada para vender fertilizantes en México. Sólo la compañía gubernamental Guanos y Fertilizantes de México, S. A. (Guanomex) tenía permiso para comercializar fertilizantes en el país. Con el tiempo, algo de la producción de superfosfato triple pudo entrar al mercado mexicano, a través de Guanomex.

La producción de ácido fosfórico purificado arrancó en 1971, la planta instalada en Pajaritos fue la primera planta industrial en el mundo en usar el procedimiento de extracción por solventes para purificar ácido fosfórico de proceso húmedo. Los productores mexicanos de tripolifosfato de sodio comenzaron a utilizar el ácido purificado, en lugar del más oneroso ácido de horno producido a través del fósforo elemental.

Al presentarse algunos problemas financieros, los inversionistas norteamericanos se retiraron de la asociación y un banco mexicano administró la compañía durante algún tiempo. Finalmente, en 1977, el gobierno tomó el control de FFM y promovió una fusión con Guanomex para formar la nueva compañía gubernamental denominada Fertilizantes Mexicanos, S. A. (Fertimex).

Las instalaciones de Pajaritos se convirtieron en uno de los 11 sitios de producción de Fertimex y su operación se orientó a producir fertilizantes primordialmente para el mercado mexicano. El objetivo de Fertimex era garantizar el abastecimiento de fertilizantes a los agricultores nacionales, en cantidad y oportunidad. El gobierno subsidiaba los fertilizantes para ofrecerlos a precios bajos a los agricultores en cualquier lugar del país. Consecuentemente, la producción de

ácido purificado se colocó en un orden de baja prioridad. Las ventas de exportación fueron abandonadas.

Durante la administración de Fertimex se continuaron algunos de los proyectos de FFM. Esos proyectos fueron:

- Expansión de la planta de extracción por solventes para incrementar su capacidad de producción de 55,000 a 105,000 toneladas métricas anuales de P_2O_5 . El proyecto se completó en 1981.
- Modificación de la planta de TSP para la producción de fosfato diamónico (DAP, 18-46-0). El proyecto se completó en 1980. Después de algunas pruebas para la producción de DAP, la modificación fue abandonada y se reemprendió la producción de TSP.
- Instalación de una nueva planta de granulado para la producción de NPK. Después de instalar la mayor parte del equipo, el proyecto fue abandonado. La planta no se completó.
- Instalación de un sistema de lavado amoniacal para recuperar el dióxido de azufre de las emisiones de gases de las plantas de ácido sulfúrico y su planta de sulfato de amonio adjunta. En 1991, todas las plantas de Fertimex fueron ofrecidas en venta al sector privado.

1.2 Ubicación geográfica

La unidad Industrial se encuentra ubicada en una superficie de 37 hectáreas, dentro del complejo industrial Pajaritos (Fig. 1.1), en Coatzacoalcos, Veracruz; al Norte colinda con la laguna de Pajaritos, al este con la planta de Agronitrogenados, al oeste con al Terminal Refrigerada Pajaritos y al sur con la planta de Clorados III (Plantas de PEMEX) del complejo Petroquímico Pajaritos los servicios de alimentación de agua dulce de Arroyo Teapa, acceso a la unidad por carretera a través de la carretera Transístmica (Fig. 1.2), por tren a través de las vías de ferrocarril del sudeste, por barco a través del canal de navegación del río Coatzacoalcos. Es el resultado de una larga historia, íntimamente vinculada con las

estrategias de desarrollo que ha seguido México en lo que va del siglo, con el vertiginoso proceso de modernización y globalización de la economía mundial y con una serie de situaciones de coyuntura que se han presentado a lo largo de los años.



Figura 1.1 Foto aérea del Complejo Industrial Pajaritos, Ver.



Figura 1.2 Foto aérea de la Planta Industrial Innophos

1.3 Etapa de transición

En Agosto de 1992, un grupo de inversionistas privados mexicanos adquirió la planta de fertilizantes fosfatados en Pajaritos, Estado de Veracruz. Esa planta fue el monopolio gubernamental Fertimex.

La nueva empresa Troy industrias S.A. De C.V. Tomó posesión de las instalaciones de producción de fosfatos pajaritos. La compañía fue formada por un grupo de inversionistas mexicanos.

La nueva dirección decidió transformar la planta, de una unidad de producción de fertilizantes fosfatados a un centro para la producción de fosfatos industriales y especializados e hizo de la producción de ácido fosfórico el núcleo de la operación. El plan estratégico fue:

- Incrementar la producción de ácido fosfórico purificado.
- Vender en el mercado mexicano todo el ácido purificado que los productos locales de fosfato pudieran absorber.
- Mejorar la producción de nuevos fosfatos usando los excedentes de producción de ácido purificado y el ácido mercantil.
- Permanecer en el negocio de fertilizantes como una operación colateral.
- Buscar la expansión en los mercados globales.

El nuevo equipo administrativo emprendió varios programas para cambiar los criterios operativos del complejo y redireccionar su producción hacia los mercados especializados en fosfatos para uso industrial. Uno de los programas consistió en arrancar la producción de fosfatos de amonio de grado técnico para los mercados de productos contraincendios y de fertilizantes solubles al agua.

En un tiempo relativamente breve, una planta de cristalización de fosfato de amonio y su producción se colocó en los mercados de Estados Unidos y México.

En Diciembre de 1994, Troy Industrias S. A. De C. V. se convirtió en Albright Troy de México, S. A. De C.V., después de su asociación el objetivo era el mercado global; el primer resultado de esta asociación fue la construcción de una planta para la producción de tripolifosfato de sodio grado detergente, que funciona desde 1996.

Un factor importante en el logro de las metas productivas en un tiempo muy corto, fue la adopción de la política: “Adoptar el equipo en uso, aprovechar el equipo no ocupado disponible en el sitio y poner a trabajar a todos los recursos de las instalaciones”. La producción de fosfatos de amonio se basó en el rescate de la planta de cristalización de sulfato de amonio que estaba incompleta. La producción de tripolifosfato de sodio se basó en el uso del edificio y el equipo disponible para la planta de NPK incompleta.

Con la finalidad de no limitar el desarrollo de la empresa y poder maximizar su aporte económico y de generación de empleos, en beneficio de los trabajadores y de los accionistas, la sociedad británica decidió ofrecer a los inversionistas mexicanos el comprar la totalidad de su participación accionaria, oferta que estos aceptaron. Constituyendo la planta de México una de las operaciones productivas más importantes y eficientes de menor costo del sistema global de Albright & Wilson, una compañía química a escala mundial, orientada a productos intermedios de valor agregado, que tiene negocios a lo largo de Europa, América y la región Asia – Pacífico. El grupo desarrolla, manufactura y comercializa productos químicos intermedios y especializados para una amplia gama de consumidores finales, incluyendo detergentes, productos de baño, tratamiento de aguas, alimentación, electrónica, farmacia y otras industrias.

1.4 Descripción de la Empresa

Al día de hoy, la unidad industrial de una planta de ácido sulfúrico con capacidad instalada para producir 500,000 toneladas al año; dos unidades para fabricar ácido fosfórico grado mercantil con potencial productivo de hasta 300,000

toneladas anuales, base pentóxido de fósforo; una planta purificadora de ácido fosfórico, con capacidad para producir 165,000 toneladas anuales, también en base pentóxido de fósforo.

El complejo industrial cuenta también con una planta para producir hasta 250,000 toneladas de superfosfato triple; otra unidad productiva que permite obtener 35,000 toneladas por año de fosfato de amonio cristalizado y una nueva y moderna planta para fabricar 80,000 toneladas anuales de tripolifosfato de sodio materia prima básica para la fabricación de detergentes, que inició en 1996 su operación comercial.

Los productos fabricados en la unidad industrial de Coatzacoalcos son químicos intermedios que se suministran a otras industrias productoras de bienes de consumo cotidiano en la industria y el hogar, tales como detergentes, polvo para extinguir incendios, fertilizantes de todo tipo, alimentos balanceados para ganado y compuestos para el tratamiento de aguas entre otros.

Para el almacenamiento, manejo y transporte de materias primas y productos terminados, la unidad industrial está dotada de una amplia red de tanques, bodegas y transportadores mecánicos. Asimismo, por concesión federal, la Empresa cuenta con su propio puerto, dotado de un muelle de 634 metros de longitud, donde se reciben y embarcan productos químicos de y hacia diferentes partes del mundo.

De 1992 a 1997, la Empresa invirtió alrededor de 100 millones de dólares y alcanzó niveles de producción récord, con ventas anuales cercanas a los 140 millones de dólares en 1997. En suma, en el corto plazo, el esfuerzo realizado logró dar un giro importante a la situación de la planta productiva adquirida del sector público.

En 1999 se inician negociaciones para la venta de la empresa, finalmente en Marzo del año 2000 el grupo Rhodia adquiere las acciones, iniciando una nueva etapa de desarrollo industrial y profesional.

En el año 2004, las acciones de Rhodia pasan a formar parte de un consorcio Norteamericano, formándose una nueva empresa llamada Innophos.

Dentro de esta empresa existen ya 8 plantas productivas, tal como se indica a continuación:

- Acido Sulfúrico.
- Molienda de roca fosfórica.
- Reacción y filtración de ácido fosfórico.
- Evaporación y clarificación de ácido fosfórico.
- Superfosfato triple granulado y fosfato dicálcico.
- Acido fosfórico grado técnico.
- Fosfato monoamonico y fosfato Diamónico.
- Tripolifosfato de sodio (STPP).

1.5 Política de calidad

“La política de calidad de la Empresa dice: En Innophos Fosfatados de México estamos comprometido con el proceso de mejora continua buscando la satisfacción de nuestros clientes, empleados, comunidad y negocio; esto es posible, ofreciendo el mejor servicio, elaborando y entregando productos que satisfagan a nuestros clientes, mediante el cumplimiento de los requisitos de calidad total y clase mundial que exigen los mercados hoy en día”.¹

¹ Innophos Fosfatados de México S. de R.L. de C.V. Política de Calidad de la Empresa, 2004.

1.6 Política de seguridad y medio ambiente

“Proporcionar al personal que trabaja en nuestras unidades, condiciones de trabajo seguras y satisfactorias y garantizarle un elevado nivel de salud ocupacional. Asegurarse de que el personal que trabaja en las distintas unidades reciba la formación necesaria para evitar los riesgos inherentes a sus tareas.

Integrar la protección al medio ambiente en todas las etapas de desarrollo, producción y comercialización de los productos. Buscar constantemente la reducción del impacto ambiental de las actividades, dando prioridad a la prevención de la

contaminación, las tecnologías limpias y controlando los riesgos de contaminación accidental”².

1.7 Misión

“Establecer y promover dentro de la compañía, el proceso de administración de la calidad por medio de planes, acciones y estrategias, que mantengan firmes el compromiso de mejoramiento continuo, con un enfoque de servicio al cliente y trabajo en equipo”³.

1.8 Visión

“Desarrollar un sistema de administración de la calidad para ofrecerlos en nuestros productos y servicios, previendo las no conformidades y asegurando la satisfacción de nuestros clientes internos y externos”⁴.

² Innophos Fosfatados de México S. de R.L. de C.V., Política de seguridad y medio ambiente, 2003.

³ Innophos Fosfatados de México S. de R.L. de C.V. Misión de la Empresa, 2003.

⁴ Innophos Fosfatados de México S. de R.L. de C.V. Visión de la Empresa, 2003.

1.9 Organigrama

El organigrama que se presenta a continuación en la Figura 1.3 es el de la planta de Tripolifosfato de sodio, el cual está conformado por una Gerencia de área, a la cual se reportan las Superintendencias de Operación y mantenimiento.

El área de Mantenimiento está integrado por:

- 1 Ingeniero. Electricista.
- 1 Ingeniero. Instrumentista.
- 2 Ingenieros. Mecánicos.
- 14 Técnicos de mantenimiento.

El área de producción se compone de:

- 3 Ingenieros. Químicos.
- 12 operarios de producción.

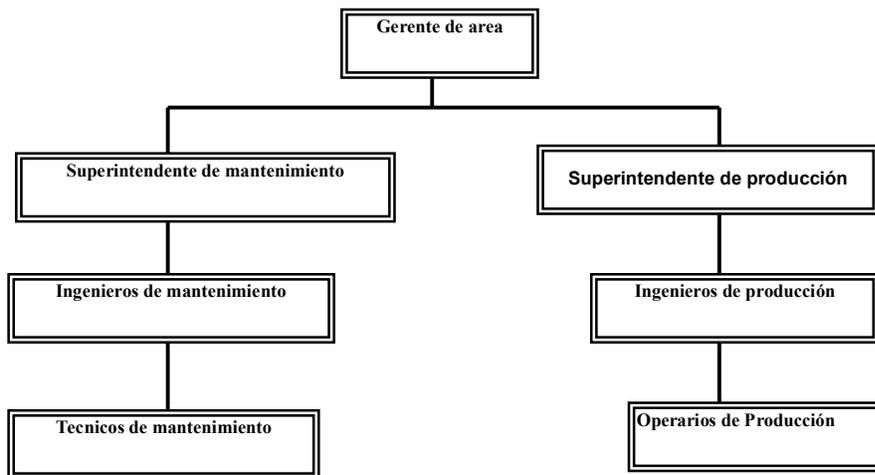


Figura 1.3 Organigrama de la Planta de Tripolifosfato de Sodio

1.10 Descripción del Proceso de la Planta de Tripolifosfato de Sodio

De acuerdo al Manual de operación de la planta de tripolifosfato de Sodio ²⁴, se describe brevemente el proceso de la planta de Tripolifosfato de Sodio.

La planta de tripolifosfato de sodio utiliza como materias primas principales a la sosa cáustica, ácido fosfórico grado técnico y agua; como aditivo para eliminar la materia orgánica el persulfato de amonio y del área de servicio gas natural, agua desionizada, agua de proceso, vapor y aire de instrumentos.

El ácido con un 60.85% de P_2O_5 , proviene de la planta de ácido fosfórico grado técnico, localizada en nuestras instalaciones de Coatzacoalcos, la sosa cáustica utilizada es líquida grado diafragma a una concentración de 50%, la cual es transportada por barco, llegando al muelle de la planta.

El licor de ortofosfato es preparado por la continua neutralización en dos reactores, ambos son tanques de acero inoxidable 316 con $33m^3$ de operación cada uno y están provistos de un agitador de turbina de alta eficiencia y banco helicoidales para vapor, la reacción de neutralización debe ser controlada cuidadosamente para producir un licor neutro de ortofosfato de sodio que den la composición correcta para la producción de tripolifosfato, la sosa cáustica es esperada sobre la superficie del licor en preparación. La reacción de neutralización es exotérmica, el calor de reacción eleva la temperatura del licor hasta su punto de ebullición de $108^\circ C$ y evapora agua, concentrando la solución hasta un 60% en su peso.

En el reactor se adiciona una pequeña cantidad de aditivo como lo es el persulfato de amonio, para eliminar la materia orgánica y darle un color más blanco al tripolifosfato de sodio.

La solución de ortofosfato es convertida en pequeñas gotas en el secador por esperado, mediante un atomizador rotatorio controlado a velocidad variable que le permite el ajuste del tamaño de partícula. El aire que se utiliza para el secado de las partículas, es tomado del medio ambiente a $30^\circ C$ y es calentado en una cámara de combustión directa con gas natural en el quemador. Llevado a una temperatura

de 425 ° C . En la cámara del secador por separado, es donde el licor atomizado entra en contacto con el aire de secado, el licor pasa a formar partículas esféricas sólidas de ortofosfato de sodio mediante la evaporación del agua de las gotas atomizadas, el ortofosfato seco y el agua evaporada es transportado por la corriente de aire de secado, abandonando el secador por la parte inferior con una temperatura de 153 ° C aproximadamente.

El ortofosfato de sodio es mezclado con los finos de tripolifosfato recolectados en el ciclón del calcinador y más adelante, ahí mismo, es esperado licor de ortofosfato sobre los sólidos para evitar el exceso de polvo en el calcinador, hasta un 10% en peso de ortofosfato del total en el mezclador, es esperado como licor, al contacto del licor con los sólidos calientes se evapora algo de agua, la cual en forma de vapor es venteado al lavador de gases; los finos producidos en el mezclador y en los transportadores helicoidales, son venteados al ciclón del calcinador para su recuperación. El calcinador opera a contracorriente con relación al producto, que se pone en contacto con una corriente caliente a 700 ° C proveniente de la cámara de combustión, esta corriente es la que entra al calcinador, tanto las corrientes de aire primario y secundario cuentan con filtros en las entradas de los ventiladores para prevenir su contaminación y con ello la del tripolifosfato de sodio; la presión del horno se mantiene ligeramente debajo de la presión atmosférica para prevenir la emisión de polvos a través de los sellos, mientras que el producto se transporta a través del calcinador produciéndose la conversión a tripolifosfato a una temperatura de 360 a 400 ° C; siendo transportado por medio de transportadores helicoidales y un elevador de cangilones a los intercambiadores de calor tipo tornillo, abatiendo la temperatura de 80 ° C; la capacidad de diseño de esta planta es de 80 000 TM/año, se pretende incrementar la producción a 110 000 TM, en el año 2006.

CAPITULO II

CAPITULO II. ANALISIS DE EXERGIA APLICADOS A SISTEMAS TERMODINAMICOS.

El análisis termodinámico y sus variantes han logrado aplicaciones importantes en los distintos campos de la ciencia con resultados contundentes, cuando estos métodos son utilizados como herramientas de diagnóstico y optimización de sistemas con uso intensivo de energía. Sistemas que van desde una simple tubería transportando fluidos de trabajo, equipos de transferencia de calor como calderas, intercambiadores de calor, condensadores, etc., empleados en plantas térmicas, plantas procesadoras de leche, plantas azucareras y, hasta macro sistemas como son sociedades enteras, en las cuales se estudia la interacción del uso de los recursos energéticos y su impacto con el ambiente.

Existen investigaciones donde se fundamenta el uso apropiado de los términos termodinámicos en el análisis de sistemas; aquí se analiza el rol que tienen los conceptos de energía, entropía y exergía dentro de la ingeniería termodinámica. En este sentido la termodinámica es vista como la ciencia de la energía que incluye todos los aspectos de la energía y sus transformaciones y, de las relaciones entre las propiedades de la materia, mientras que la ingeniería termodinámica como la orientada ha lograr el mejor uso de los recursos energéticos disponibles.

2.1 Primera Ley de la Termodinamica.

Dincer I, y Cengel Y., establecieron que la ciencia termodinámica está construida sobre la base de dos leyes naturales, la primera y segunda ley de la termodinámica La primera ley de la termodinamica (PLT) es simplemente una expresión del principio de conservación de energía, este principio asevera que la energía es una propiedad termodinámica y que durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra, pero de forma que la cantidad total de energía siempre permanece constante.

2.2 Segunda Ley de la Termodinamica.

Por otro lado la segunda ley de la termodinamica (SLT), establece que la energía posee tanto calidad como cantidad, y que en procesos reales esta siempre disminuye su calidad. En otras palabras la energía térmica asociada a una alta temperatura es degradada cuando esta es transferida a un cuerpo a baja temperatura. El intento por cuantificar esta calidad de energía ha resultado en la definición de propiedades como la entropía y exergía.

El estudio pone de manifiesto las limitaciones de la primera ley de la termodinamica para analizar un sistema específico, aseverando que no provee información acerca de la dirección en la cual los procesos pueden espontáneamente ocurrir, es decir, la reversibilidad de los procesos termodinámicos. Que esta ley tampoco muestra información acerca de la capacidad de los procesos termodinámicos para convertir calor en trabajo mecánico en forma eficiente. Para suplir estas deficiencias, se ha derivado un principio experimental denominado SLT. Principio que ha generado una nueva propiedad termodinámica, denominada entropía, que es simplemente una medida de la cantidad de desorden molecular dentro de un sistema, concluyéndose que un sistema posee un alto grado de desorden molecular cuando tiene un alto valor de entropía, propiedad que esta ligada a la temperatura como variable de medición; en este sentido la entropía se convierte en el corazón de la segunda ley de la termodinamica. Que un sistema puede solamente generar entropía, mas no destruirla. Así la segunda ley de la termodinamica establece que todas las transformaciones o conversiones de energía son irreversibles, que ellas suceden espontáneamente en dirección de incremento de entropía.

La segunda ley de la termodinamica establece la diferencia en calidad entre diferentes formas de energía y explica como algunos procesos pueden ocurrir espontáneamente, mientras otros no. Esta tendencia de cambio es usualmente expresada como una desigualdad, la segunda ley de la termodinamica ha sido confirmada a través de evidencias experimentales, así como por las leyes físicas de la naturaleza; esta ley es poderosamente útil para entender los aspectos

termodinámicos de sistemas reales a través del uso de sistemas ideales. Así los autores proponen el uso de la segunda ley de la termodinámica como una herramienta para ser aplicada en políticas energéticas, relacionando la entropía y el grado de utilidad de la energía, es decir, el grado de utilidad energía deberá tener bajo valor de generación de entropía .

2.3 Principios básicos termodinámicos en el análisis de sistemas.

El análisis termodinámico nos permite determinar las características termodinámicas de un sistema bajo estudio, donde un sistema es la región o conjunto de materia en el espacio que es seleccionada para su análisis.

El análisis termodinámico de sistemas, utiliza los principios de conservación de masa y de la energía, para cuantificar la interacción del sistema con su entorno, consigo mismo o con otro sistema, cuando se analizan procesos industriales compuestos por un número específico de equipos interconectados entre si. En términos generales, el análisis termodinámico permite cuantificar las transferencias de energía, a través de interacciones de calor y trabajo, así como las transferencias de masa cruzando sus fronteras, cuando el sistema se encuentra en un estado específico para su análisis.

El análisis aplicado a un sistema abierto (Figura 2.1), también denominado volumen de control, desde el punto de vista termodinámico, establece las siguientes formulaciones para los principios de conservación de masa y energía, respectivamente:

$$\sum_{in} \dot{m}_i - \sum_{out} \dot{m}_e = \frac{dm_{vc}}{dt} \quad (2.2)$$

Donde:

$\sum_{in} \dot{m}_i$ es la sumatoria de las masas que entran al sistema.

$\sum_{out} \dot{m}_e$ es la sumatoria de masas que salen del sistema.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}_i \left[h + \frac{v^2}{2} + gz \right]_i - \sum_{out} \dot{m}_e \left[h + \frac{v^2}{2} + gz \right]_e = \frac{dE_{vc}}{dt} \quad (2.3)$$

Donde:

Q; es la energía en forma de calor que se transfiere al sistema, [J].

W; es el trabajo desarrollado por el sistema y puede ser trabajo mecánico desarrollado por un compresor, una bomba, etc., [W].

v; es la velocidad en m/s.

z; es la elevación (m) respecto a las coordenadas del ambiente de referencia.

h; entalpia del sistema.

Por otro lado, la propiedad de la entropía, está relacionada a la segunda ley de la termodinámica (SLT). La entropía puede ser una cantidad positiva, negativa o cero. La limitación de positividad está relacionada a la generación de entropía, esta definición es utilizada cuando se analizan procesos irreversibles [23]. Solamente la energía y la masa están sujetas a balance, la entropía no esta sujeta a balance y su representación matemática toma la siguiente forma:

$$\dot{S} = \frac{dS_{vc}}{dt} - \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_i \dot{m}_i s_i \geq 0 \quad (2.4)$$

Donde:

S; es el valor de la entropía (J/kgK).

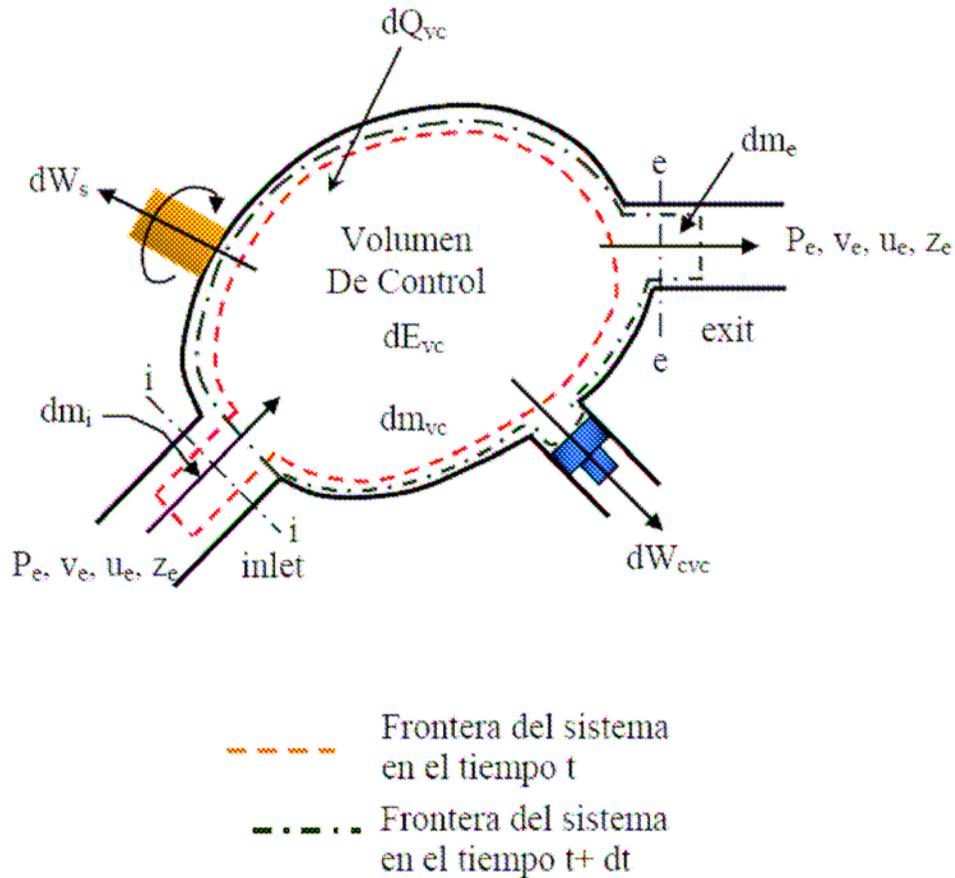


Figura 2.1 Volumen de control mostrando las transferencias de masa y energía.

Considerando un sistema abierto operando bajo condición de estado estacionario (Figura 2.1) implica que las propiedades del sistema como densidad, energía específica y entropía específica no cambian con el tiempo. Sin embargo, tales propiedades pueden variar espacialmente de un punto a otro dentro del volumen de control. En consecuencia, si el sistema opera de esta forma, los términos de la forma $d/dt = 0$, en las ecuaciones 2.2 a 2.4 desaparecen y, toman la forma siguiente:

$$\sum_{in} \dot{m}_i = \sum_{out} \dot{m}_e \quad (2.5)$$

$$\dot{Q} - \dot{W}_{neto} = \sum_{out} \dot{m}_e \left[h + \frac{v^2}{2} + gz \right]_e - \sum_{in} \dot{m}_i \left[h + \frac{v^2}{2} + gz \right]_i \quad (2.6)$$

$$S_{gen}^{\dot{}} = \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \geq 0 \quad (2.7)$$

Las ecuaciones 2.5 y 2.6 constituyen las ecuaciones de conservación y son la herramienta principal para analizar sistemas abiertos, que son los sistemas que caracterizan a un gran número de procesos industriales.

2.4 Procesos Irreversibles.

Las relaciones establecidas por la primera y segunda ley de la termodinámica, para el análisis un sistema en particular, han sido obtenidas en base a premisas en las cuales el sistema, para pasar desde un estado inicial a otro final, pasa por una serie de estados de equilibrio, los cuales son idealizaciones que facilitan describir en términos matemáticos los procesos reales, es decir los proceso irreversibles.

La irreversibilidad de un proceso es establecida en la ecuación 2.7, a través de la SLT, en consecuencia un proceso irreversible esta inevitablemente asociado a un incremento en la generación de entropía del sistema bajo análisis.

El objetivo final en el análisis de un sistema utilizando los principios de la segunda ley de la termodinámica es ser capaz de reconocer las irreversibilidades, evaluar su influencia y, desarrollar los medios efectivos para reducirlas. La exergía es una propiedad termodinámica que esta presente cuando se analizan procesos reales, es decir de procesos irreversibles.

2.5 Exergía.

El concepto de exergía se define como el máximo trabajo que puede ser hecho por los componentes de un sistema respecto a un sistema de referencia que es el ambiente, el cual es asumido para ser infinito y en equilibrio a una presión, temperatura y composición química definida. La exergía es una propiedad termodinámica que es función tanto del sistema como del ambiente. La exergía se conserva solo cuando los procesos entre el sistema y el ambiente son reversibles, y es destruida cuando los procesos son irreversibles. Así como la energía, la exergía

puede ser transferida a través de las fronteras del sistema, la transferencia de exergía asociada con la transferencia de calor depende del nivel de temperatura en la que sucede el proceso con respecto a la temperatura del ambiente.

El máximo trabajo útil que puede ser obtenido a partir de una forma de energía dada, usando los parámetros ambientales como estado de referencia, es la exergía; esta propiedad es también utilizada en el análisis de sistemas térmicos. La diferencia entre los balances de exergía y energía, es basada en el hecho que el balance de energía establece la ley de conservación de energía, mientras que el de exergía establece la ley de degradación de la energía.

De la misma forma en que se analiza un sistema abierto (volumen de control), a través de un balance de energía, los mismos criterios aplican a los balances de exergía. En ambos, tres tipos de transferencia de energía atraviesan la superficie de control, estas son:

- Transferencia de trabajo.
- Transferencia de calor.
- Transferencia de energía asociada a la transferencia de masa.

2.6 Analisis de Exergia.

Existen trabajos más específicos en los se presentan las más importantes aproximaciones reportadas para el análisis de la segunda ley de la termodinámica, estas aproximaciones son cinco: exergía, exergía física, consumo de exergía, negentropía y análisis de entropía. El autor examina las implicancias que los analisis de la segunda ley de la termodinamica tienen en el área del impacto ambiental y en el área económica. Se presenta también un resumen (Tabla 2.3) de las propiedades intensivas del ambiente de referencia que son necesarias para aplicar con éxito cada uno de los análisis de segunda ley, para lograr esto se debe definir un ambiente de referencia con el que interactúa el sistema bajo análisis. También presenta un esquema (Figura 2.1) en función de las variables mostradas en la Tabla 2.1.

Tipo de analisis de la segunda ley de la termodinamica	Propiedades Requeridas
Analisis de Exergia	$T_0, P_0, \mu_{j00} (j=1,2,\dots)$
Analisis de Exergia Fisica	T_0, P_0
Analisis de consumo de Exergia	T_0
Analisis de Negentropia	
Analisis de Entropia	

Tabla 2.1 Propiedades de referencia Ambiental, Requeridas para los diferentes Analisis de la segunda ley de la termodinamica propuesta por Rosen, M.

El analisis de la segunda ley de la termodinamica es de utilidad para determinar el grado de irreversibilidad de procesos, a través de parámetros como las denominadas eficiencias de segunda ley, cuando estas son comparadas con las eficiencias energéticas basadas en los principios de primera ley de la termodinámica. Las aproximaciones de los SLA no sólo sirven para cuantificar las irreversibilidades sino también tienen implicancia directa en dos áreas bien específicas de las actividades humanas, como son el área ambiental así como el área económica. En el área ambiental, se han trabajado con las aproximaciones de SLA, lográndose identificar tres relaciones entre la exergía y el ambiente, estas son la creación de caos, la degradación de los recursos y las emisiones de perdida de exergía. En el área económica, los investigadores han relacionado las definiciones termodinámicas con las disciplinas económicas con el objeto de optimizar el diseño de sistemas energéticos, estos métodos son: el termo económico, el de costos de segunda ley y el exergoeconómico, métodos que a través de sus análisis reconocen que la exergía, no la energía, es la materia prima de valor en un sistema, entonces se le asigna costos y/o precios a las variables exergéticas.

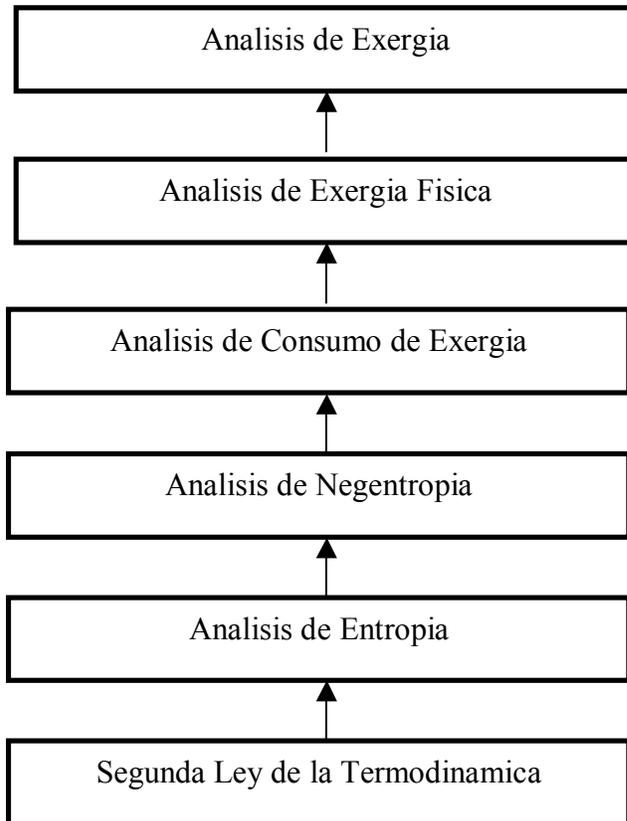


Figura 2.2 Representación esquemática de las aproximaciones utilizadas para analizar sistemas a partir de la segunda ley de la termodinámica, empezando desde el nivel mas simple a mas complejo.

En el afán del hombre por optimizar el funcionamiento y operación de los sistemas que utiliza, se han generado nuevas metodologías para lograr este objetivo, uno de estos métodos es el análisis de exergía, el cual ha logrado gran aceptación en plantas cuyo objetivo es la producción de energía útil, sin embargo aún se continua investigando hasta que punto este método puede ser generalizado satisfactoriamente a industrias cuyo objetivo no es la producción de energía, pero que sin embargo utilizan cantidades importantes de la misma en sus procesos productivos.

En una revisión critica del método de análisis de exergía, se ha establecido que este método ha demostrado ser completamente satisfactorio desde el punto de vista termodinámico, pero que no es capaz de determinar por si solo el diseño óptimo

real de un sistema, por esa razón su uso ha sido asociado generalmente con el análisis económico de costos; lo cual ha llevado al desarrollo de procedimientos basados en la combinación de los métodos económicos y termodinámicos, denominado análisis termo económico, el cual ha sido aplicado a industrias estándares y a equipos de producción de energía térmica, como calderas de vapor. En estas aproximaciones las eficiencias son calculadas vía análisis de exergía y de gastos “no energéticos”, los cuales son explícitamente relacionados a parámetros técnicos y termodinámicos de los procesos bajo consideración. Desde este punto de vista, la optimización consiste en determinar el punto de diseño y el plan operativo que minimice el costo total, bajo un conjunto apropiado de restricciones financieras, normativas, ambientales y técnicas.

2.7 Balance de Exergia en Sistemas Abiertos.

Así como la masa, energía y entropía, la exergía también es una propiedad, entonces ésta puede ser transferida hacia dentro o hacia fuera del volumen de control (VC) cuando las corrientes de materia ingresan y salen de él (Figura 2.3).

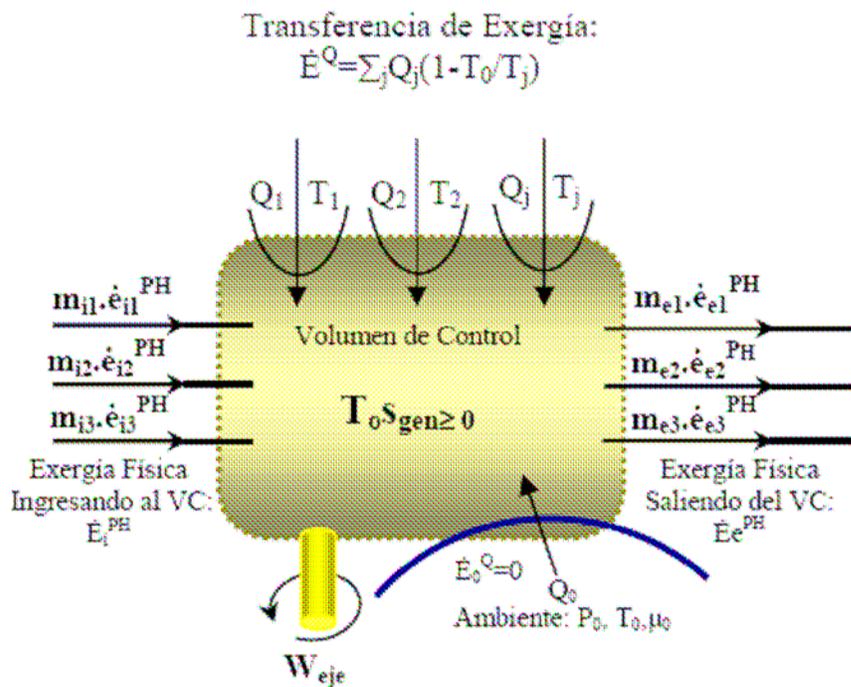


Figura 2.3 Flujos de Exergia asociados a un Volumen de Control

Teniendo en cuenta el volumen de control mostrada en la Figura 2.3, se desarrolla la expresión para el balance de exergía a través de la combinación de las expresiones para los balances de energía 2.3 y entropía 2.4.

$$\underbrace{\frac{dE_{vc}}{dt}}_{\text{Razon de Cambio de Exergia.}} = \underbrace{\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e - E_D}_{\text{Razon de Transferencia de Exergia.}} \underbrace{\quad}_{\text{Razon de Destrucción de Exergia.}} \quad (2.8)$$

Razon de
Cambio de
Exergia.

Razon de Transferencia de Exergia.

Razon de
Destrucción
de Exergia.

El término del lado izquierdo de la ecuación 2.8 representa la razón de tiempo de cambio en la exergía del volumen de control, el término \dot{Q}_j representa la razón de tiempo de la transferencia de calor ubicada sobre la frontera del volumen de control donde la temperatura instantánea es T_j . La ecuación 2.8 puede ser expresada en términos de la variable exergía.

Exergía asociada a la transferencia de calor:

$$\dot{E}_{q,j} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (2.9)$$

Exergía asociada a la transferencia de trabajo y trabajo de flujo:

$$\dot{E}_w = \dot{W}_{vc} - p_o \frac{dV_{vc}}{dt} \quad (2.10)$$

Exergías asociadas a las corrientes de materia ingresando y abandonando el volumen de control:

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i e_i \quad (2.11)$$

$$\dot{E}_e = \dot{m}_e e_e \quad (2.12)$$

La razón de tiempo de la destrucción de exergía debido a las irreversibilidades dentro del volumen de control:

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (2.13)$$

Utilizando las Ecuaciones 2.8 a 2.13 para analizar el volumen de control bajo la condición de estado estable ($dE_{VC}/dt = 0$), la Ecuación 2.8 toma la forma:

$$0 = \sum_j \dot{E}_{q,j} - \dot{E}_w + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e - \dot{E}_D \quad (2.14)$$

La Ecuación 2.14 establece que la razón a la cual la exergía es transferida hacia el volumen de control excede a la razón a la cual la exergía abandona el mismo, la diferencia entre las dos es la exergía destruida en el interior del volumen de control, debido a las irreversibilidades.

El balance de exergía establece la ley de degradación de la energía, una representación ilustrativa de este balance es mostrado en la Figura 2.4.

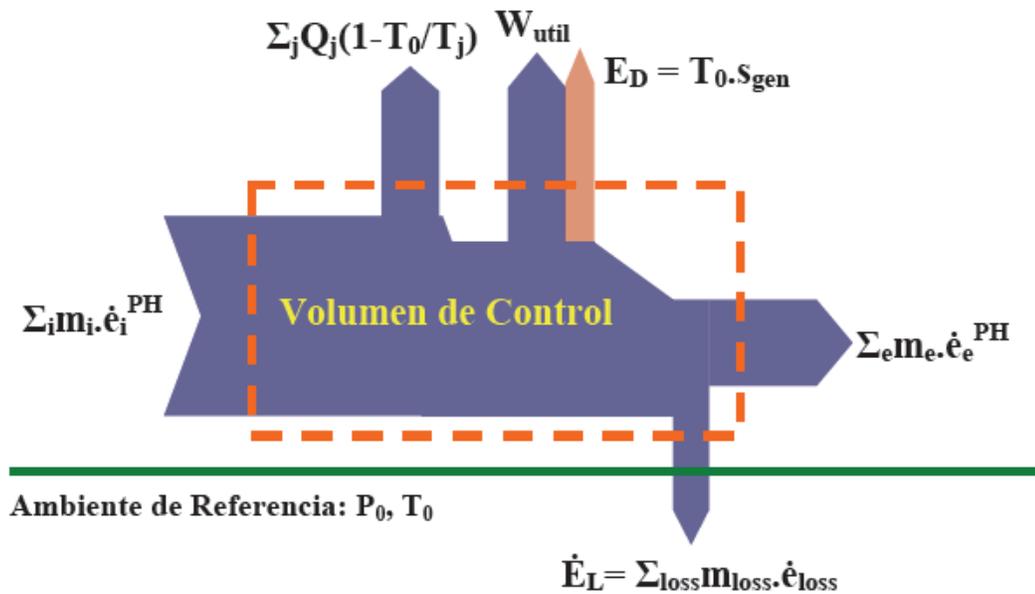


Figura 2.4 Distribución de los flujos de Exergía en un Volumen de Control

El término definido como destrucción de exergía debido a las irreversibilidades internas del sistema (ecuación 2.13) es conocido también como el Teorema de Gouy-Stodola. Este teorema establece que la razón de destrucción de irreversibilidades de un proceso es proporcional al producto de la razón de la producción de entropía de

todo el sistema por la temperatura ambiente. Kotas [23] expresa el teorema de la siguiente forma:

$$\dot{I} = T_o \left[\sum_{out} \dot{m}_e s_e - \sum_{in} \dot{m}_i s_i - \sum_r \dot{Q}_r \right] \quad (2.15)$$

La ecuación 2.14 en combinación con las ecuaciones para los balances de masa, energía y entropía se convierten en las herramientas para analizar sistemas abiertos o procesos industriales, desde el punto de vista termodinámico.

2.8 Criterios de Eficiencias utilizados en el Analisis de Exergía.

Desde el punto de vista del análisis de exergía, todo sistema abierto interactúa con su entorno a través de flujos de exergía, los cuales se encuentran asociados de manera directa o indirecta a combustibles fósiles o a alguna otra forma de recursos energéticos. En consecuencia su uso genera destrucción y pérdida de su exergía durante la operación del sistema, que no es sino la destrucción y pérdida del recurso energético. Bejan [3], establece que el análisis de exergía involucra el cálculo de medidas de rendimiento en un sistema termodinámico, a través de los siguientes parámetros:

- i. Eficiencia exergética.
- ii. Razón de destrucción de exergía.
- iii. Razón de pérdida de exergía.

2.8.1 Eficiencia exergética.

La eficiencia exergética es un parámetro importante utilizado en el análisis de exergía, para su utilización es necesario identificar los flujos de materia que interactúan con el sistema, una es el denominado “*producto*” y la otra el “*fuel*”. El criterio “*producto*” debe ser consistente con la función para la que ha sido construido el sistema. Mientras que el criterio “*fuel*” debe plasmar la representación de los recursos energéticos utilizados para generar el producto en el sistema y, no

necesariamente debe ser un combustible real (gas, petróleo o carbón); tanto el “*producto*” como el “*fuel*” están expresados en términos de exergía.

Si tenemos, en forma general, a un sistema operando en estado estable y, es analizado en base exergética (Figura 3.3), la razón a la cual el “*fuel*”, \dot{E}_f , es suministrado y el “*producto*”, \dot{E}_p , es generado, este sistema es definido a través del análisis de exergía como:

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (2.16)$$

Bajo estas definiciones, la eficiencia exergética, ϵ_{ex} , es la razón entre el producto y el fuel:

$$\epsilon_{ex} = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_L}{\dot{E}_F} \quad (2.17)$$

La eficiencia exergética muestra qué porcentaje de la exergía del “*fuel*” suministrada al sistema es encontrada en la exergía del “*producto*”.

2.8.2 Razones de Destrucción y Pérdida de Exergía

Los valores de la razón de destrucción de exergía \dot{E}_D y de pérdida de exergía \dot{E}_L proporcionan la medida termodinámica de las ineficiencias del sistema. A partir de este tipo de mediciones se generan las denominadas razones de destrucción de exergía y_D , y_D^* y la razón de pérdida de exergía y_L

$$Y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (2.18)$$

$$Y_D^* = \frac{\dot{E}_D}{E_{D,tot}} \quad (2.19)$$

$$Y_L = \frac{\dot{E}_L}{E_{F,tot}} \quad (2.20)$$

Como mencionamos anteriormente, el proceso o sistema a ser analizado puede ser sub-dividido en sub sistemas, con el objeto de facilitar el análisis, entonces con la ecuación 2.18 se esta realizando la comparación de la destrucción de la exergía de un componente del sistema contra la razón de exergía del combustible o recurso energético suministrado al sistema total. En la ecuación 2.19 se realiza la comparación de la destrucción de la exergía de un componente del sistema contra la destrucción total de exergía dentro del sistema, el mismo criterio es aplicado a la ecuación 2.20.

Desde el punto de vista de las razones de exergía, la reducción en la eficiencia total del sistema, causada por la destrucción y pérdida de exergía es:

$$\mathcal{E}_{ex} = 1 - \sum Y_D - \sum Y_L \quad (2.21)$$

La ecuación 2.21 es utilizada para determinar la eficiencia total de un sistema que esta formado por un número grande de equipos, de los cuales se pueden de terminar sus respectivas razones de destrucción y perdida de exergía.

Otros dos parámetro importantes utilizados en la evaluación del funcionamiento de sistemas la efectividad (ϵ) y la “mejora potencial” (Ptm).

La efectividad de un sistema es definida a partir de la irreversibilidad (I_{rr}) del sistema y es una medida cuán bien el sistema es capaz de producir un incremento deseado de exergía, se expresa como:

$$\mathcal{E} = 1 - \frac{I_{rr}}{\text{Exergía Neta Suplida}} \quad (2.22)$$

La denominada “mejora potencial” de un sistema es una medida de cuanto y con qué facilidad el sistema puede ser mejorado para propósitos de optimización y es obtenida a partir de irreversibilidad y la efectividad del sistema, se define como:

$$P_{tm} = Irr(1 - \varepsilon) + E_{efl} \quad (2.23)$$

La ecuación (2.23) está formada por tres tipos de contribuciones. El potencial relativo $(1 - \varepsilon)$ que es una medida de con que facilidad puede ser mejorado; si la efectividad es muy baja el potencial relativo alcanza un valor alto, entonces el sistema puede ser mejorado con bastante facilidad. El potencial absoluto (Irr) es una medida de cuanto un sistema puede ser mejorado. Por último el potencial ambiental (E_{efl}) es la medida de cuanto un sistema puede ser mejorado si se utilizan los flujos de exergía perdidos por el sistema en lugar de expulsar sus exergías al medio ambiente.

2.9 Viabilidad de la Aplicación del Modelo de Sustancia Incompresible.

En esta sección se definen las propiedades termodinámicas de entalpía y entropía, bajo el modelo de sustancia incompresible. Bajo el modelo de sustancia incompresible, que aplica a sustancias sólidas y líquidas (bajo condiciones especiales de temperatura y presión), se establece que el volumen específico (densidad) es a menudo presumido como constante y que la energía interna específica como función única de temperatura. Para una sustancia bajo este modelo, los calores específicos a volumen y presión constante son iguales y, la entalpía varía tanto con la temperatura y la presión, las relaciones son de la forma:

$$c_v(T) = \frac{du}{dT} \quad (2.24)$$

$$c_v = c_p = c \quad (2.25)$$

$$h(T, p) = u(T) + pv \quad (2.26)$$

Otra relación importante para este tipo de sustancias es la expresión para el cambio de entropía específica.

$$\Delta S = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c(T)}{T} dT \quad (2.27)$$

La entropía de una especie en particular, puede ser determinada considerando que el calentamiento de la sustancia se realiza a presión constante, desde su estado sólido a su estado gaseoso. A presión constante el cambio de entropía de cualquier fase para la sustancia (sólido, líquido o gas) debido a una variación de temperatura y es dado por:

$$\Delta S = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dh}{T} = \int_{T_1}^{T_2} c_p \frac{dT}{T} \quad (2.28)$$

2.10 Aplicaciones del Análisis de Exergía.

El análisis de exergía ha sido aplicado a plantas de producción de energía geotérmica, el análisis es realizado a través del estudio de un parámetro denominado índice de exergía específica (SEI, specific exergy indice), la eficiencia basada en la segunda ley de la termodinámica y la razón de eficiencia, los cuales permiten caracterizar la eficiencia de plantas de potencia que utilizan la energía suministrada a partir de fuentes geotérmicas. El término SEI es utilizado para determinar la capacidad que tiene el recurso geotérmico de estas plantas, para convertir la energía en trabajo útil, a través de las variables de entalpía y entropía. Los resultados obtenidos revelan que las eficiencias obtenidas a partir de las definiciones de segunda ley, es decir utilizando la exergía como variable de trabajo, son mayores que las obtenidas con el primer principio.

Existen aplicaciones del análisis de exergía en la industria petroquímica, aquí se estudian los procesos de separación para evaluar la eficiencia en los procesos químicos de una columna de destilación para la separación de propileno-propano.

Se han presentado análisis en los que se reporta la dificultad para determinar la operación de plantas industriales cuando el número de sub-procesos o elementos de los equipos son grandes. Una técnica para evaluar esta situación es la del método

matricial del análisis termo económico y la otra es el costo de optimización de la planta, y por medio de un análisis de exergía se pueden determinar el grado de irreversibilidad de los procesos. El estudio muestra las potencialidades del método matricial para calcular los balances de masa y energía y en determinar el costo termo económico de la planta de potencia. Aplicando la teoría de sistemas lineales a balances termodinámicos es posible obtener en forma rápida y flexible la irreversibilidad total de los procesos, sus características exergéticas y las pérdidas de exergía en cada subsistema.

En el área de procesos de combustión, específicamente en motores de combustión interna, también se han realizado análisis basados en la SLT para examinar la destrucción de disponibilidad (exergía) en estos procesos. Este estudio es del tipo analítico y no involucra mediciones experimentales. La fracción de la disponibilidad del combustible que es destruida, debido a la irreversibilidad del proceso, es obtenida en función de la temperatura, presión y la razón entre la mezcla de octano y aire.

CAPITULO III

CAPITULO III. ANÁLISIS DE LOS MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE CÁMARAS DE COMBUSTIÓN.

3.1 Conceptos teóricos de la combustión

Por definición de Bejan Adrián “ la combustión es una reacción química que resulta de la combinación de un combustible y un oxidante, la cual origina un desprendimiento de calor, de tal forma se convierte en energía calorífica útil. “⁵

Los productos de la combustión originan calor, luz y gases, el objetivo fundamental de una buena combustión es liberar la mayor cantidad de energía en forma de calor contenido en los combustibles, minimizando las pérdidas por mala combustión.

Un proceso de combustión es un claro ejemplo de irreversibilidad, en la combustión el combustible usualmente un hidrocarburo se oxida utilizando un oxidante como el aire.

Durante un proceso de combustión, los componentes que existen antes de la reacción reciben el nombre de reactivos, y los componentes que existen después de la reacción se le llama productos.

Se dice que se realiza una combustión completa, cuando todo el combustible se oxida al máximo, si todo el carbono en el combustible se convierte en CO₂, todo el hidrógeno en H₂O y todo el azufre en SO₂.

⁵ Bejan, Adrián. "Advanced Engineering Thermodynamics". John Wiley & Sons, USA, 1988, pp. 369.

Si la combustión es incompleta (imperfecta), los productos combustibles poseen sustancias capaces de ser oxidadas, tales como el CO que puede pasar como CO₂, la combustión incompleta se efectúa por aire insuficiente o por cámaras de combustión en la cuales existen zonas en la cual no llega aire.

Cuando se presenta una combustión incompleta se presentan pérdidas de energía y procesos de contaminación ya que el combustible no ha reaccionado y los componentes de los gases de la combustión contienen energía química que no es aprovechada y por consiguiente se generan inquemados CH, y elementos contaminantes tales como CO, NO_x, etc.

Un combustible fósil está compuesto de:

- Carbono.
- Hidrógeno.
- Azufre.
- Algunos otros compuestos.

Para analizar los gases de la combustión se utiliza un dispositivo conocido como analizador de gases Orsat.

La combustión térmica del combustible está asociada con una gran pérdida de exergía, esta pérdida de exergía depende de los componentes del combustible y se puede reducir con precalentamiento del aire primario.

3.2 Valor calorífico del combustible

El valor calorífico del combustible, lo define Cengel Boles⁷ como, la cantidad de energía liberada cuando un combustible, se quema por completo en un proceso de flujo permanente y los productos vuelven al estado de los reactivos. En otras

palabras, el valor calorífico de un combustible es igual al valor absoluto de la entalpía de combustión del combustible es decir Valor calorífico= h_c .

El valor calorífico depende de la fase del H₂O en los productos. El valor calorífico recibe el nombre de valor calorífico superior (VCS) cuando el H₂O en los productos está en forma líquida y se llama el valor calorífico inferior (VCI) cuando el H₂O en los productos está en forma de vapor. Los dos valores caloríficos se relacionan por medio de:

Relación del VCS y VCI:

$$VCS = VCI + (Nh_{fg})H_2O, kJ / kg \quad (3.1)$$

Donde:

N es el número de moles de H₂O en los productos.

h_{fg} es la entalpía de vaporización del H₂O a 25 °C.

3.3 Entalpía de combustión

En los procesos de combustión la entalpía de reacción suele conocerse como la entalpía de combustión (h_c), la cual representa la cantidad de calor liberado durante un proceso de combustión de flujo permanente de 1 kg (o 1 kmol) de combustible se quema por completo a una temperatura y presión especificada.

Se define como la diferencia entre la entalpía de los productos de un estado especificado y la entalpía de los reactivos en el mismo estado para una reacción completa.

$$Q = H_{\text{Producto}} - H_{\text{Reactivos}} = h_c \quad (3.2)$$

Donde:

H_{Producto} es la entalpía de los productos; (kJ/kmol).

$H_{\text{Reactivos}}$ es la entalpía de los reactivos; (kJ/kmol).

3.4 Composición del aire

El aire es la fuente de oxígeno para la combustión en hornos, es una mezcla de oxígeno, nitrógeno, pequeñas cantidades de vapor de agua, dióxido de carbono, argón y otros elementos.

En la Tabla 3.1 se indica la composición volumétrica del aire atmosférico seco.

Tabla 3.1

Composición volumétrica del aire atmosférico seco

ELEMENTO	VOLUMEN %	PESO MOLECULAR
Nitrógeno	78.09	28.016
Oxígeno	20.95	32
Argón	0.93	39.944
Dióxido de Carbono	0.03	44.010

3.5 Exceso del aire

En la investigación de Brizuela E. Romano⁶, El exceso de aire es uno de los factores para realizar una Combustión de calidad (completa) y por lo tanto evitar la producción de productos de combustión incompleta.

Para el análisis del comportamiento de la combustión, usualmente se mide la concentración de oxígeno en gases de combustión, indicando el porcentaje en exceso o sea el que no participó en la reacción.

Este porcentaje está relacionado con el exceso de aire de combustión y se representa por O_2 .

La relación entre la concentración de O_2 en gases de combustión y el exceso de aire depende de la composición del combustible.

En la práctica es importante saber con que exceso de aire se realiza la combustión en un horno, para lo cual se determina el % de CO_2 en los humos secos (humos que quedan después de condensar el vapor de agua al salir del horno); a partir de este dato se puede calcular el coeficiente de exceso de aire.

En la realidad, es prácticamente imposible obtener una mezcla homogénea y total del combustible con el comburente, sobre todo teniendo en cuenta el corto espacio de tiempo en que esta mezcla debe realizarse. Esto obliga a emplear una cantidad real de aire carburante mayor de la estrictamente necesaria o aire mínimo de combustión; de lo anterior se deduce que mientras mejor se aprovecha la energía disponible de la combustión, menor será la cantidad de combustible necesario para obtenerla.

3.6 Combustión estequiométrica

El aire teórico o estequiométrico es la cantidad mínima de aire para realizar la combustión completa de un combustible.

De manera que cuando se quema un combustible por completo con aire teórico, no estará presente oxígeno no combinado con los productos de los gases.

El aire teórico también se conoce como aire químicamente correcto.

El proceso de combustión ideal durante el cual el combustible se quema por completo con aire teórico se conoce como combustión estequiométrica o teórica de ese combustible.

3.7 Relación aire – combustible (RAC)

En la práctica los procesos de combustión requieren de más aire que el indicado por la ecuación de la reacción química balanceada. Este incremento de aire es la relación entre el número de moles de aire y el número de moles de combustible.

El coeficiente de exceso de aire es la relación entre el aire real y el aire mínimo que se requiere para la combustión, en un proceso real se determina el % de CO₂ en los gases secos de combustión de un hogar o cámara para determinar el coeficiente de exceso de aire, a continuación en la Tabla 3.2 se indican los coeficientes (α) para diversos combustibles:

Tabla 3.2

Coeficiente de exceso de aire recomendado para combustibles

Combustible	Coeficiente de exceso de aire	
	Sólidos	1.5
Líquidos	1.1	1.2
Gaseosos	1.0	1.1

Un buen control del exceso de aire en la combustión, de tal forma que se reduzca el porcentaje de oxígeno en los gases, ayuda a resolver los problemas de contaminación química más importantes de la combustión:

- La formación de SO₃ y en consecuencia la formación de ácido sulfúrico.
- La formación de óxidos de nitrógeno, NO_x.

Ecuación para el cálculo del coeficiente de exceso de aire, según el Dr. Roberto Ramírez Mesa²¹, para gas natural:

$$\alpha = 1.52678(O_2) - 0.71497(O_2)^2 + 0.15054(O_2)^3 - 0.01424(O_2)^4 + 0.000499(O_2)^5 \quad (3.3)$$

En la Figura 3.1, de la North American Combustion Handbook, se observa una gráfica que muestra el efecto del exceso de aire en la energía disponible para gas natural.

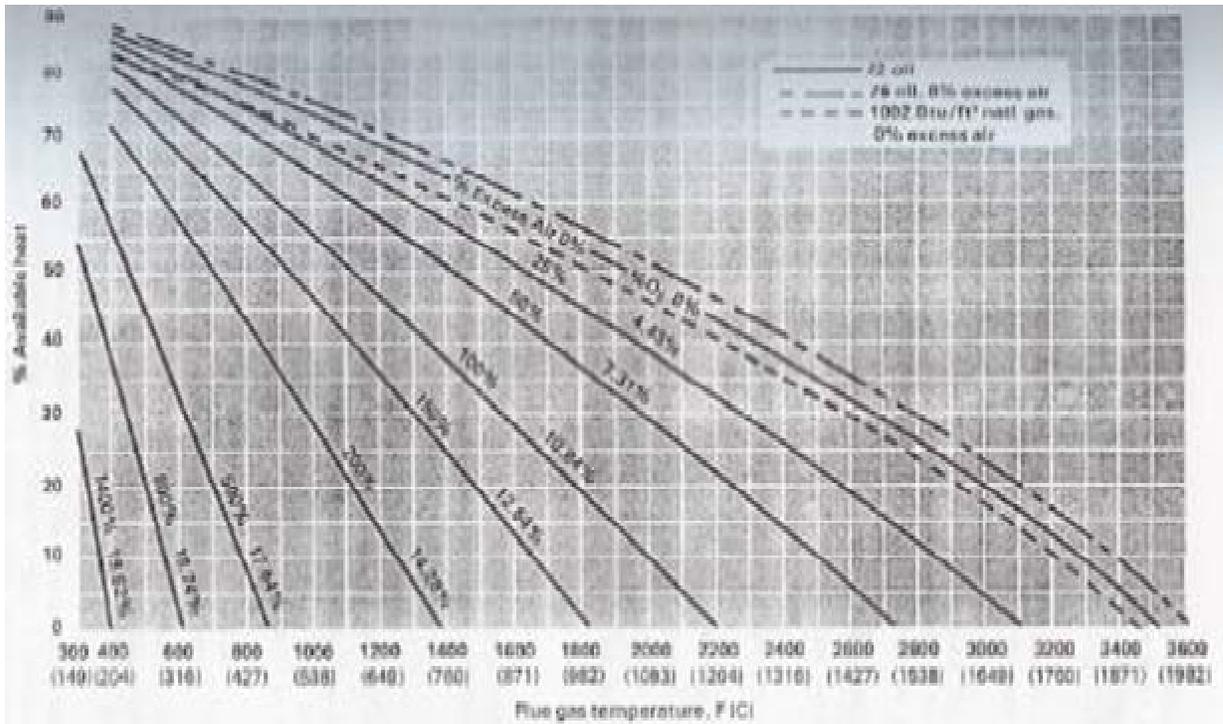


Figura 3.1 Efecto del exceso de aire en la temperatura de los gases de combustión y la energía disponible.

3.8 Eficiencia de la combustión

En todo proceso de combustión, el proceso de quemado de combustible se puede realizar con diferente grado de eficiencia, considerando el proceso desde el punto de vista de una reacción química del tipo:



La máxima eficiencia de combustión se presenta cuando se efectúa la combustión estequiométrica.

En la práctica, sobre todo en combustibles líquidos no volátiles, esta condición por lo general nunca se cumple; de acuerdo con lo antes mencionado puede deducirse que, para una combustión que utilice como combustible determinado, la combustión más eficiente será aquella que se efectúe con un exceso de aire tal que, sea lo suficientemente grande para minimizar la formación de productos de combustión incompleta (CO y partículas) y a la vez lo mínimo para no incrementar la producción de SO₃, así como para no disminuir la eficiencia térmica; existe un potencial de ahorro en la reducción de la temperatura de salida de chimenea o del exceso de aire, el incremento de la eficiencia por cada 1 % de cambio en exceso de aire, varía la temperatura de chimenea.

3.9 Volumen de los productos de la combustión

Para combustibles sólidos y líquidos, para determinar la capacidad del combustible de generar energía térmica, Ramírez Mesa Roberto²¹, sugiere determinar la concentración gravimétrica del compuesto del combustible, mientras que para el combustible gaseoso se necesita la concentración volumétrica de dicho compuesto para que el proceso de combustión se realice, debe tener en cuenta la valoración del volumen necesario o teórico de aire, para determinar los volúmenes teóricos de los productos de la combustión se considera lo siguiente:

- Volumen teórico del aire seco.
- Volúmenes teóricos de los productos de la combustión.
- Volúmenes reales.
- Fracción volumétrica de los gases de la combustión.
- Concentración de las partículas de ceniza.
- Volumen y fracción de los gases.

3.10 Temperatura de la flama adiabática

En todo proceso de combustión, una medida de un combustible en particular es su entalpía de combustión, sin embargo en el diseño de equipos de proceso tales como las cámaras de combustión, se requiere una temperatura máxima de operación. La combustión adiabática o temperatura de flama adiabática será aquella que exista cuando no haya pérdidas de calor ($Q=0$), hacia los alrededores, esto produce que la

$$H_{\text{Productos}} = H_{\text{Reactivos}}$$

En las cámaras de combustión la temperatura más alta a la cual un material puede exponerse está limitada por consideraciones metalúrgicas, por consiguiente la temperatura de la flama adiabática es una consideración importante en el diseño de las cámaras de combustión.

La temperatura máxima en una cámara de combustión se puede controlar ajustando la cantidad de exceso de aire, el cual sirve como refrigerante, la temperatura de la flama adiabática alcanza su valor máximo cuando sucede la combustión completa con la cantidad de aire teórica.

3.11 Temperatura de flama

Por experiencias de Ramírez Mesa Roberto²², el efecto que produce el incremento del exceso de aire, es la tendencia de la temperatura de flama en disminuir su temperatura, si se quema gas natural con valores de un 25% de exceso de aire la temperatura de flama es de 1595 ° C, y para un 75 % de exceso de aire la temperatura es 1160 ° C.

La ecuación básica para la transferencia de calor radiante en la sección expuesta directamente a la flama es:

$$Q = A_s F_{1-2} \sigma (T_g^4 - T_w^4) \quad (3.5)$$

Donde:

- Q Calor entregado por la flama, W/m.
- A_s Superficie efectiva de la flama o superficie receptora, m^2 .
- F_s Factor de intercambio efectivo, adimensional.
- T_g Temperatura de la flama, ° K.
- T_w Temperatura de superficies frías, ° K.
- σ Constante de Stefan - Boltzman es $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$.

Se aprecia en la ecuación que la variación de temperatura influye en la transferencia de calor en la zona de radiación, y la forma en que la reducción de la temperatura de flama incide en el incremento de la temperatura de los gases en la salida y por consiguiente un decremento de eficiencia.

3.12 Efecto de disociación

Según el North American Combustion Handbook¹⁸, la temperatura máxima que puede obtenerse por la combustión de cualquier combustible queda limitada por la disociación de los productos que se forman.

La disociación es lo inverso de la combustión, este proceso absorbe el calor liberado por la combustión.

“La disociación y los equilibrios que intervienen en la combustion a alta temperatura son muy complejas, y en ellos participan especies químicas tales como CO_2 , CO , H_2O , H , OH , NO , N , O , y N_2 ”¹⁸.

Sin considerar el fenómeno de disociación, la temperatura de combustión alcanzada al final se puede calcular mediante un balance de energía, siendo esta la diferencia del calor por combustión menos la pérdida de calor por conducción y radiación; ya sea que la combustión esté a presión o a volumen constante, esta diferencia es la entalpía de la mezcla de los productos.

3.13 Estabilidad de la combustión

El suministro de aire a la cámara de combustión suele ser no suficiente para lograr estabilidad en el proceso de combustión en una corriente de aire que se mueve con una velocidad superior a la velocidad de la flama.

La configuración gasodinámica del flujo se determina por la forma y colocación de los dispositivos de admisión de aire primario y secundario en el tubo distribuidor de la llama de la cámara de combustión.

En la cámara con torbellinador el combustible se inyecta en la misma dirección que la corriente de aire, mientras que el aire primario se introduce a través de unos alabes radiales torsionados, creándose en el tubo de la llama una corriente de aire que gira con relación al eje de la cámara. De esta forma se crea cerca del eje de la cámara una zona de bajas presiones y a consecuencia de esto se originan contracorrientes de aire que aseguran la estabilidad de la llama, creando en la zona de combustión superficies con pequeñas velocidades de aire de 15 a 25 m/seg; estas contracorrientes garantizan una buena mezcla del combustible con el aire, mejorando la vaporización del combustible y la inflamación de la mezcla fresca, teniendo en cuenta que el empleo de torbellinador ocasiona mayores pérdidas hidráulicas.

En publicaciones de La Nasa²⁵, los detectores de flama de fibra óptica, se han desarrollado para el estabilizado de la flama en la cámara de combustión, obteniendo excelentes resultados en el control de la combustión.

3.14 Características de los quemadores

Uno de los componentes de un proceso de combustión es el quemador, el cual consiste de un dispositivo mecánico que alimenta el combustible y el aire (oxidante) a la cámara de combustión, mezcla íntimamente el aire y combustible, enciende y quema la mezcla, desplaza los productos de la combustión, sus características son de obtener una combustión limpia y completa, una alta producción de calor y máxima eficiencia energética, así como una baja emisión de NO_x, y con las condiciones básicas siguientes:

- Se adapta a la geometría de la cámara de combustión.
- Tiene un margen de regulación al proceso.
- Estabilidad del funcionamiento de acuerdo al proceso.
- Control de la forma y dimensión de la flama.
- Tiene un sistema de protección y control del proceso.

3.15 Margen de regulación de un quemador

El margen de regulación indica la relación entre el caudal máximo y mínimo del combustible que consume un quemador.

Dependiendo del tipo de atomización se puede variar la regulación utilizando diferentes grados de turbulencia para mezcla aire-combustible, normalmente se miden las presiones de aire para el máximo y mínimo ya que efectuar mediciones de caudal de combustibles implica ser una tarea muy laboriosa y con altos costos.

Los quemadores de alta velocidad³⁴, son diseñados para incrementar la transferencia de calor por convección, son ideales para procesos donde se necesite alta temperaturas uniformes dentro de la cámara de combustión con flamas cortas, para evitar el contacto directo hacia el refractario y producto del proceso.

La elevada velocidad de salida de los gases de combustión provoca una importante circulación de los mismos dentro del horno, creando una buena uniformidad de la temperatura, incrementándose la transmisión de calor por convección. Asimismo, el choque de estos gases contra las paredes del refractario, y con la carga, calentando ambas, originan una importante transmisión de calor por radiación.

Otras de las características de estos quemadores son:

- Amplio margen de regulación.
- Posibilidad de funcionar con exceso de aire prácticamente nulo, es decir, con una combustión estequiométrica.

- La estabilidad de la flama se mantiene dentro de amplios límites, desde un exceso de combustible hasta mezclas aire-gas bastante superior a la estequiométrica.

Las características de construcción son en acero con cono de cámara de combustión en acero 310 calidad refractario, para aplicaciones en procesos que superan los 1000 ° C. Están provistos con conos refractarios en alta alúmina o carburo de Silicio; el encendido se realiza mediante una bujía, que garantiza el perfecto encendido del sistema aún trabajando con excesos de aire del 900%.

Actualmente se desarrolla la tecnología relacionada con la introducción de aire a diferentes niveles a lo largo del horno.

Según el Instituto Mexicano del Petróleo (IMP)²⁷, generalmente, las modificaciones al proceso de combustión que se usan actualmente consisten en introducir el aire y el combustible en diferentes niveles del horno. Esta acción de repartir el aire y combustible puede ser implantada en la base de la flama usando quemadores de bajo óxido de nitrógeno.

Otros de los factores que afectan el control de los quemadores es la suciedad y desgaste en la boquilla del quemador por productos abrasivos del combustible y anomalías en el registro de aire contribuyen a reducir la eficacia de la combustión. Por ello se recomienda una inspección y limpieza frecuente.

El control de la combustión es fundamental para lograr un ahorro energético, para controlar la combustión y obtener el mejor desempeño de los equipos de combustión, aprovechando al máximo la energía disponible, debemos ajustar los parámetros de control de aire-combustible.

Posteriormente se debe de medir continuamente el consumo de combustible para alertar sobre cualquier desvío que pueda presentarse por descalibración.

En conclusión, para obtener el máximo beneficio de energía del combustible, debemos controlar la mezcla aire-combustible; solo así podemos saber si estamos utilizando el combustible eficientemente.

3.16 Introducción a la transferencia de calor

La referencia que se presenta a continuación fué recopilada de ^{8,10,11,12,14}

La energía térmica se puede conceptualizar como una energía en transición que es parte de la energía interna de la materia, característica por la cual no se puede almacenar y por esta razón las disposiciones geométricas de los equipos de transferencia de calor tienen como finalidad de obtener los mejores coeficientes posibles para aprovechar al máximo la energía térmica disponible y, por otro lado, los sistemas de aislamiento térmico tienen la característica de ofrecer gran resistencia al paso del calor hacia el exterior y por consiguiente sea absorbido hacia la parte del proceso que interesa, evitando que sea transferido al medio ambiente.

La energía térmica se transferirá siempre que exista una diferencia de nivel energético, es decir, cualquier diferencia de temperatura será suficiente para generar un flujo de calor del medio mayor de temperatura al medio de temperatura menor, siendo el flujo variable dependiendo del medio por el que se transfiere.

Este planteamiento se resume en la Segunda Ley de la termodinámica que expresa que el calor fluirá espontáneamente de puntos de mayor temperatura a puntos de temperatura menor y nunca en sentido inverso.

El flujo de calor transferido se relaciona con la diferencia global de temperaturas entre la pared y el fluido.

La transferencia de calor dependerá de la viscosidad del fluido además de depender de las propiedades de dicho fluido (calor específico, densidad, conductividad térmica). Esto es así, porque la viscosidad influye en el perfil y, por tanto, en el flujo de energía en la región próxima a la pared.

En contraposición a los mecanismos de transferencia de calor (conducción y convección), donde la transferencia de energía involucra un medio material, el calor también puede transferirse a través de zonas en la que exista el vacío, en este caso el mecanismo es la radiación electromagnética.

3.17 Transferencia de calor en cámaras de combustión

En un horno, es preciso un nivel de temperatura para generar los volátiles, esta temperatura se alcanza mediante el aporte de energía en forma de calor.

En la combustión, el calor se transmite desde el foco emisor hacia la carga o combustible por convección y por radiación, la tasa de transmisión de calor por convección aumenta en la medida que lo hace la velocidad de circulación de los gases. La transferencia de calor por radiación es muy superior a la convección, en particular a alta temperatura motivo por el cuál es conveniente potenciar la zona radiante.

La ley de Fourier de conducción de calor¹, se aplica en las paredes del refractario (Figura 3.2) donde, la conductividad térmica indica lo rápido que el calor fluirá a través de las paredes del refractario y placa de acero de la cámara de combustión, de esta manera se satisface el segundo principio de la termodinámica, esto es, el calor fluye hacia la temperatura decreciente.

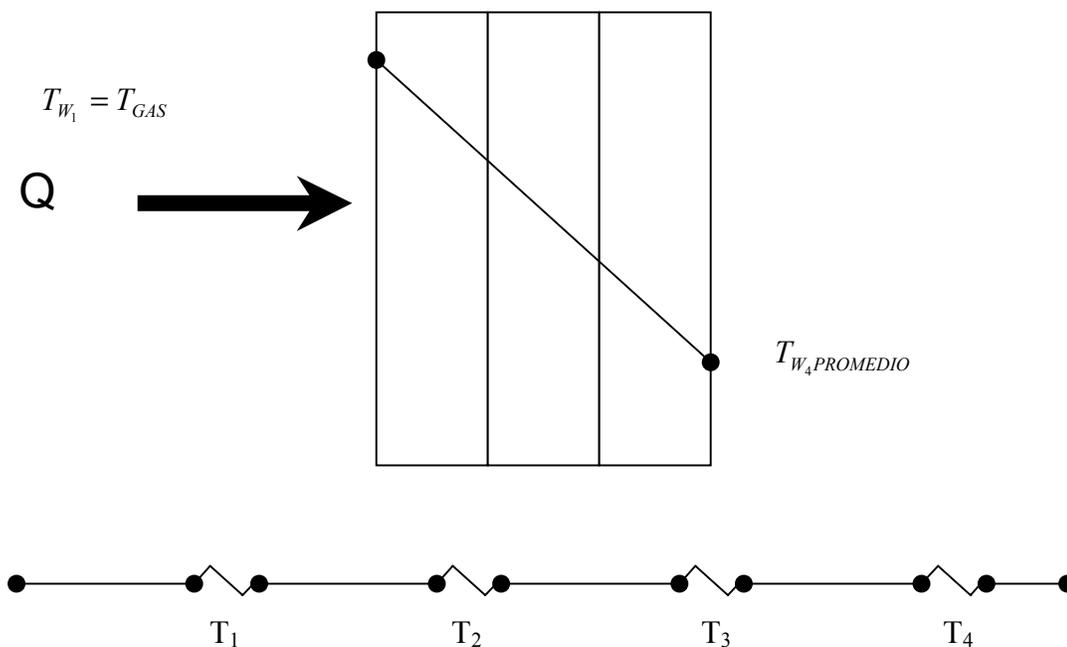


Figura 3.2 Temperaturas de Interfase

Avallone y Baumeister¹ hacen referencia de la transferencia de calor en cámaras de combustión y analizan la sección radiante de una cámara de combustión, la cual presenta un problema en la transferencia de calor donde se combina la acción de la radiación directa de la flama hacia la carga o sumidero de calor y la radiación de la flama hacia las superficies refractarias y viceversa a través de la flama (con absorción parcial) hacia el sumidero; así mismo el mecanismo de conducción de calor a través de las paredes del refractario hacia la placa de la cámara de combustión y medio ambiente.

En un caso como este, en el que el calor se transporta en forma combinada por los mecanismos de convección y radiación¹⁰ como ocurre en el transporte de calor de los gases de combustión; cuando la convección es preponderante, suele utilizarse la ley de Newton del enfriamiento para el cálculo del transporte de calor y una ecuación de coeficiente de transferencia de calor que englobe ambos mecanismos.

Según Donald Q. Kern¹⁴; las únicas fuentes primarias de radiaciones son los productos de combustión y esto se supone que tienen temperatura uniforme, los gases diatómicos tales como el O₂, N₂, y H₂, tienen emisividades muy bajas, tanto que pueden ser consideradas cero en el trabajo de diseño de hornos. Por otra parte, el H₂O, CO, SO, tienen buenas emisividades (aunque menores que muchos materiales sólidos), y el CO, tiene una emisividad del tipo medio.

Las fuentes de radiación pueden referirse específicamente como constituyentes radiantes en los productos de combustión ordinariamente el H₂O y el CO₂, son los únicos constituyentes que necesitan considerarse, puesto que las pequeñas cantidades de azufre de muchos combustibles es despreciable y los hornos generalmente operan con suficiente exceso de aire para eliminar el CO.

3.18 Refractarios y Aislamiento térmico.

Los procesos industriales requieren de temperaturas diferentes a las del ambiente obtenidas en forma artificial. El lograr dichas condiciones de temperatura presupone un costo.

Los equipos calentados simultáneamente pierden parte del calor que se les está suministrando, cediéndolo al ambiente que los rodea y que se encuentra a una temperatura menor.

Por medio de materiales aislantes, las pérdidas de calor por unidad de tiempo disminuyen significativamente.

La cantidad de calor que fluye de una cara a otra de un material, será menor mientras mayor sea el espesor del aislamiento; pero debe de observarse que el ahorro de la energía no es directamente proporcional al espesor.

En cámaras de combustión se utilizan ladrillos refractarios con baja conductividad térmica, para que la transmisión de calor hacia el exterior sea mínima, los ladrillos refractarios aislantes (IFB), se encuentran en contacto directo con el flujo calorífico (una de las caras calientes) o sea sufren gradiente de temperatura y se clasifican según la norma ASTM.

A medida que los aislantes trabajan a mayores temperaturas, aumenta la densidad media global; igual ocurre con su conductividad térmica, otra propiedad importante es la capacidad de retención del calor, la cual es aproximadamente proporcional a la densidad media global, por tanto, para hornos de funcionamiento intermitente, el uso de ladrillos ligeros constituye una indiscutible ventaja.

Se ha encontrado que hay muchos ladrillos refractarios aislantes (IFB) que se desintegran cuando se exponen al hidrógeno seco. La Babcock and Wilcox Co.⁴ ha producido ladrillo que resiste esta acción utilizando una composición del 95% de Al_2O_2 y 5% de CaO, eliminando por consiguiente la sílice y los óxidos de hierro y de titanio, que son reducibles en estas condiciones.

3.19 Control de emisiones.

Como resultado no deseado de la combustión de hidrocarburos, se tienen emisiones de gases y partículas que afectan el medio ambiente, las emisiones contaminantes que emanan de los sistemas de combustión son principalmente CO, NO_x, SO, y PST (total de partículas suspendidas en la corriente de gases).

De estas, solo las emisiones de CO no están reguladas por la norma ecológica NOM085; sin embargo, dado que inciden directamente en la economía del proceso, se tiene especial cuidado de mantener su valor tan bajo como sea posible, en condiciones normales de operación, las emisiones de CO son del orden de 100 a 200 ppm.

Así mismo, después de que la agencia de protección ambiental (EPA) de los EUA estableciera un límite ambiental para tamaño menor a 2.5 micras (PM2.5) en 1997 y que decretara que estas partículas son las responsables de la turbidez atmosférica, se están llevando a cabo estudios por el DOE, dentro del Clean Coal Technology Program.

La tendencia mundial es la reducción paulatina de estas emisiones hasta llegar en el año 2015 a cero o a un valor cercano a cero.

CAPITULO IV

CAPITULO IV. ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGETICO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.

4.1 Evaluación del valor calórico del combustible y los volúmenes de los productos de la combustión y el aire.

En este Capítulo se efectuarán los cálculos para determinar la capacidad del combustible de generar energía térmica a partir de una reacción exotérmica en presencia de oxígeno; a partir de la metodología de Nelson Tanquero²⁶ y G.Pankrátov¹⁹, así como experiencias del Dr. Roberto Ramírez Mesa^{21,22}.

Para el caso de los combustibles líquidos y sólidos es necesario conocer la concentración gravimétrica de los elementos que lo conforman; mientras que para el combustible gaseoso se necesita la concentración volumétrica de sus elementos.

Para que el proceso de combustión se realice con las exigencias requeridas, ebe tenerse en cuenta una serie de factores, entre los cuales, sin duda alguna, tiene un carácter significativo la determinación de los volúmenes de aire necesarios para la combustión o volúmenes teóricos de aire.

Así mismo se determinará la cantidad de calor (poder calorífico o potencia calorífica) en kJ desprendida al quemarse 1m^3 de combustible gaseoso.

Una vez determinados estos volúmenes, se pasa al cálculo de los volúmenes teóricos de gases de vapor de agua y nitrógeno y del volumen de gases triatómicos que se genera a partir de un proceso de combustión completa de combustible.

Para garantizar un buen mezclado de la masa combustible con el comburente en los hornos, es necesario suministrar una cantidad de aire superior al teorico necesario, lo cual se tiene en cuenta cuando se habla de un coeficiente de exceso de aire en el horno.

Otros elementos necesarios para el posterior desarrollo del cálculo térmico son las fracciones de gases triatómicos y vapor de agua en los productos de la combustión, así como la concentración de partículas de ceniza en estos productos.

A continuación se describen las ecuaciones a utilizar en el análisis energético de la cámara de combustión.

4.2 Poder calorífico inferior (kJ/m³).

$$Q_m^0 = 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 591C_2H_4 + 638C_2H_6 + 860C_3H_6 + 913C_3H_8 + \dots \quad (4.1)$$
$$\dots + 1135C_4H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12} + 1403C_6H_6$$

Siendo que: H₂, CO, H₂S, CH₄, C₂H₄, son el contenido volumétrico de los gases que forman parte del combustible gaseoso en %.

Donde:

H₂ = Hidrogeno

H₂S = Sulfuro de Hidrogeno

CO = Monóxido de Carbono

CH₄ = Metano

C₂H₄ = Etileno

4.3 El volumen teórico de aire.

El volumen teórico de aire (m³/m³) que se requiere para quemar completamente 1m³ de combustible gaseoso seco, se determina aplicando la fórmula:

$$V^0 = 0.0478 \left[0.5(CO + H_2) + 1.5H_2S + 2CH_4 + \Sigma(m + n/4)C_mH_n - O_2 \right] \quad (4.2)$$

Donde:

V^0 = Volumen teórico de aire (m^3/m^3)

O_2 = Oxígeno (%)

H_2 = Hidrogeno (%)

H_2S = Sulfuro de Hidrogeno (%)

CO = Monóxido de Carbono (%)

CH_4 = Metano (%)

C_2H_4 = Etileno (%)

4.4 El volumen real de aire

El volumen real de aire (m^3/ m^3) que entra en el hogar se determina valiéndose de la siguiente manera; donde α_h es el coeficiente de exceso de aire:

$$V_r = \alpha_h V^0 \quad (4.3)$$

Donde:

V_r = Volumen real de aire (m^3/ m^3)

V^0 = Volumen teórico de aire (m^3/m^3)

α_h = Coeficiente de exceso de aire

4.5 Volumen total de los productos de la combustión

Volumen total de los productos de la combustión V_g (m^3/ kg), es la suma de los volúmenes de los gases secos (V_{gs}) y vapores de agua V_{H_2O} :

$$V_g = V_{gs} + V_{H_2O} \quad (4.4)$$

Donde:

V_g = Volumen total de los productos de la combustión ($m^3/ kg_{combustible}$)

V_{gs} = Volumen de los gases secos (m^3/ kg)

V_{H_2O} = Volumen de los vapores de agua (m^3/ kg)

En caso de la combustión completa los productos resultantes de la misma, contienen gases: CO_2 , SO_2 , N_2 , O_2 y vapores de agua H_2O , o sea, $CO_2 + SO_2 + N_2 + O_2 + H_2O = 100\%$.

4.6 Determinación de los volúmenes de los productos de combustión

Para la determinación de los volúmenes de los productos de la combustión se deberá tener en cuenta el volumen teórico del aire seco, los volúmenes teóricos de los productos de combustión, los volúmenes reales, la fracción volumétrica de los gases producto de la combustión, las concentraciones de partículas de ceniza, el volumen de los gases cuando circulan y las fracciones volumétricas de estos gases cuando hay recirculación.

4.7 Volumen teórico de los productos de combustión (m^3/ m^3)

El volumen teórico de los productos de combustión se determina a partir de la ecuación que a continuación se muestra:

$$V_g = V_{gs} + V_{H_2O} \quad (4.5)$$

Donde:

V_g = Volumen total de los productos de la combustión ($m^3/ kg_{combustible}$)

V_{gs} = Volumen de los gases secos (m^3/ kg)

V_{H_2O} = Volumen de los vapores de agua (m^3/ kg)

El Volumen de los gases secos se determina a partir de:

$$V_{gs} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} \quad (4.6)$$

Donde:

V_{gs} = Volumen de los gases secos (m^3/ kg)

V_{RO_2} = Volumen de los gases triatómicos (m^3/ kg)

V_{N_2} = Volumen Nitrógeno (m^3/ kg)

V_{O_2} = Volumen Oxígeno (m^3/ kg)

Este volumen teórico comprende además la determinación de:

- Volúmenes de gases triatómicos.
- Volúmenes de gases biatómicos.
- Volumen teórico de vapor de agua..

El volumen de los gases triatómicos se determina a partir de la ecuación:

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} \quad (4.7)$$

Donde:

V_{RO_2} = Volumen de los gases triatómicos (m^3/ kg)

V_{CO_2} = Volumen Dióxido de carbón (m^3/ kg)

V_{SO_2} = Volumen de Dióxido de azúfre (m^3/ kg)

La cual puede tener dos variantes de acuerdo con el tipo de combustible que se utilice; en este caso se utilizará para combustibles gaseosos, puesto que el combustible utilizado es el gas natural y se determina por la siguiente ecuación:

$$V_{RO_2} = 0.01[(CO_2 + CO + H_2S + \Sigma mC_m H_n)] \quad (4.8)$$

Donde:

V_{RO_2} = Volumen de los gases triatómicos (m^3/ kg)

CO_2 = Dióxido de carbón (%)

CO = Monóxido de Carbono (%)

H_2S = Sulfúro de Hidrogeno (%)

El Volumen de los gases biatómicos puede ser determinado a partir de dos ecuaciones, las cuales dependerán del tipo de combustible utilizado, para nuestro caso de estudio se determina por la siguiente ecuación para combustibles gaseosos:

$$V_{N_2}^0 = 0.79V^0 + N_2 / 100 \quad (4.9)$$

$$V_{N_2}^0 = (0.79V^0 + N_2 / 100)\alpha_h$$

Donde:

$\alpha_h = 1$, es el coeficiente de exceso de aire.

$V_{N_2}^0$ = Volumen de los gases biatómicos (m^3/ kg)

Para calcular el Volumen de los vapores de agua también existen ecuaciones diferentes que responden al tipo de combustible utilizado, para combustibles gaseosos se determina por la siguiente ecuación:

$$V_{H_2O}^0 = 0.01[H_2S + H_2 + \Sigma(n/2)C_m H_n + 0.124d] + 0.0161V^0 \quad (4.10)$$

Donde: $V_{N_2} + V_{O_2}$, es el volumen de los gases biatómicos; para combustibles gaseosos los volúmenes teóricos de los productos de combustión (m^3/m^3), d es el contenido de humedad en el combustible gaseoso referido a $1 m^3$ de gas seco. g/cm^3 .

4.8 Volumen real de los gases

Los volúmenes reales se hallan a partir de la determinación de:

- El volumen real de gases secos.
- El volumen real de vapor de agua.

El volumen real de gases secos se determina a partir de la ecuación que a continuación se muestra:

$$V_{gs} = V_{gs}^0 + (\alpha_h - 1)V^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + (\alpha_h - 1)V^o \quad (4.11)$$

El volumen real de vapor de agua se determina a partir de la ecuación siguiente:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.161(\alpha - 1)V^0 \quad (4.12)$$

4.9 Fracciones volumétricas de los gases producto de la combustión

Las fracciones volumétricas de los gases producto de la combustión se hallan a partir de:

- La fracción volumétrica de gases triatómicos.
- La fracción volumétrica de gases biatómicos.
- La fracción volumétrica del vapor de agua.
- La fracción volumétrica total de los gases.

La fracción volumétrica de gases triatómicos se halla a partir de la ecuación:

$$\%V = \frac{V_{RO_2}}{V_{gs}^o} \quad (4.13)$$

La fracción volumétrica de gases biatómicos se halla a partir de la ecuación:

$$\%V = \frac{V_{N_2}}{V_{gs}^o} \quad (4.14)$$

La fracción volumétrica del vapor de agua se halla a partir de la ecuación:

$$\%V = \frac{V_{H_2O}}{V_{gs}^o} \quad (4.15)$$

La fracción volumétrica total de los gases es la suma de la fracción volumétrica de los gases triatómicos mas la fracción volumétrica del vapor de agua, se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$r_g = r_{H_2O} + r_{RO_2} \quad (4.16)$$

Donde:

r_g = Fracción volumétrica total de los gases (%)

r_{H_2O} = Fracción volumétrica del vapor de agua (%)

r_{RO_2} = Fracción volumétrica de los gases triatómicos (%)

4.10 Características y propiedades del combustible

La Característica (β) del combustible se calcula con la siguiente ecuación:

$$\beta = 0.21 \frac{0.01N_2 + 0.79V^0}{V_{RO_2}} - 0.79 \quad (4.17)$$

Donde:

β = Característica del combustible (%)

N_2 = Contenido de nitrógeno (%)

O_2 = Contenido de oxígeno (%)

Para el cálculo del Contenido máximo de los gases triatómicos ($RO_2^{\text{máx}}$) se utiliza la siguiente ecuación:

$$RO_2 = (V_{RO_2} / V_{gs}) 100 \quad (4.18)$$

Entonces se puede calcular el contenido máximo de RO_2 con la siguiente ecuación:

$$RO_2^{\text{Max}} = 21 / (1 + \beta) \quad (4.19)$$

Para el cálculo de N_2 se obtiene utilizando la siguiente ecuación:

$$O_2 = 21 - \beta RO_2 - RO_2 \quad (4.20)$$

$$\%O_2 = 100 - RO_2 - N_2 - H_2O \quad (4.21)$$

$$N_2 = 100 - RO_2 - O_2 \quad (4.22)$$

El coeficiente de exceso de aire se determinara a partir de la siguiente ecuación:

$$\alpha = 21 / (21 - O_2) \quad (4.23)$$

$$\alpha = 21 / \left(21 - 79 \frac{O_2}{N_2} \right) \quad (4.24)$$

Para la determinación de la densidad de la mezcla Aire-Combustible se debe tomar en cuenta la sumatoria de su masa molecular y se determina a través de la siguiente ecuación:

$$R_M = 8314 / \sum m_i x_i \quad (4.25)$$

$$\rho = P_m / T_m R_m \quad (4.26)$$

Donde:

R_M = Constante de la mezcla (kJ/kg°K)

ρ = Densidad de la mezcla (kg/m³)

T_m = Temperatura de la mezcla= (°K)

P_m = Presión de la mezcla (KPa)

Para el cálculo de la capacidad calorífica mediante la temperatura y tipo de elementos, se toma en cuenta a la temperatura a la que se encuentran los componentes y se determina por las siguientes ecuaciones:

$$C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (4.27)$$

$$C_p = \frac{C_p}{M} \quad (4.28)$$

Donde:

C_p = Calor específico de la mezcla (kJ/kg°K)

T = Temperatura de la mezcla (°K)

M = Masa molecular de la composición de la mezcla (kg/kmol)

4.11 Cálculo para la determinación del balance entálpico

Para la determinación de las entalpías del aire y, los, productos de combustión, primeramente es necesario determinar la entalpía teórica de la parte gaseosa y del aire contenido en los productos de la combustión.

Para la realización del balance entálpico primero es necesario determinar las siguientes variables:

$$R_M = 8314 / M \quad (4.29)$$

$$\rho = P_m / T_m R_m \quad (4.30)$$

$$C_p = C_p \rho \quad (4.31)$$

$$h_{gc} = C_{pm} T_m \quad (4.32)$$

Donde:

h_{gc} = Entalpía de los productos de la combustión (kJ/kg)

C_{pm} = Entalpía de la mezcla de los gases de combustión (kJ/kg°K)

T_m = Temperatura de la mezcla de los gases de combustión (°K)

La entalpía de los gases de salida teórico se lleva a cabo a partir de las siguientes ecuaciones:

$$h_{gpc} = V_{RO_2} h_{co_2} + V_{N_2}^0 h_{N_2} + V_{H_2O}^0 h_{H_2O} \quad (4.33)$$

$$h_{gpc} = V_{RO_2} C_{p_{co_2}} + V_{N_2}^0 C_{p_{N_2}} + V_{H_2O}^0 C_{p_{H_2O}} \quad (4.34)$$

$$h_{gpc} = (V_{RO_2} C_{p_{co_2}} + V_{N_2}^0 C_{p_{N_2}} + V_{H_2O}^0 C_{p_{H_2O}}) (T_G - 273.15) \quad (4.35)$$

Donde:

h_{gpc} = Entalpía de los gases de la combustión (kJ/kg, kg/m³)

$$h_{gpc} = V_{RO_2} h_{co_2} + V_{N_2}^0 h_{N_2} + V_{H_2O}^0 h_{H_2O}$$

$V_{RO_2}, V_{N_2}^0, V_{H_2O}^0$ = Volúmenes teóricos de los productos de combustión, respectivamente (m³/kg)

$h_{co_2}, h_{N_2}, h_{H_2O}$ = Entalpías del anhídrido carbónico, el nitrógeno y los vapores de agua, respectivamente, KJ/m³.

La Entalpía de los gases de salida real se haya a partir de la ecuación:

$$h_{gpc} = h_{gc}^0 + (\alpha_h - 1)h_a^0 + h_{cen} \quad (4.36)$$

La entalpía del aire se halla a partir de las siguientes expresiones:

$$h_a^0 = V^0 C_{p_a} \quad (4.37)$$

$$h_a^0 = V_{real} C_{p_a} \quad (4.38)$$

$$h_{gpc} = V_{RO_2} H_{p_{co_2}} + V_{N_2}^0 H_{p_{N_2}} + V_{H_2O}^0 H_{p_{H_2O}} \quad (4.39)$$

$$h_{gpc} = h_{gc}^0 + (\alpha_h - 1)h_a^0 + h_{cen} \quad (4.40)$$

$$h_{gpc} = (V_{RO_2} C_{p_{co_2}} + V_{N_2}^0 C_{p_{N_2}} + V_{H_2O}^0 C_{p_{H_2O}}) (T_G - 273.15) \quad (4.41)$$

Donde:

h_{gpc} = Entalpía real de los gases de combustión (kJ/kg, kJ/m³)

h_a = Entalpía del aire (kJ/kg, kJ/m³)

C_{Pa} = Calor específico del aire (kJ/kg^oK)

V^0 = Volumen teórico del aire (m³/m³)

V_{real} = Volumen real del aire (m³/m³)

α = Coeficiente de exceso de aire

Para la realización del balance de energía por calor físico del combustible se determina mediante la ecuación:

$$Q = C_p T \quad (4.42)$$

Donde:

C_p = Calor específico del combustible (kJ/kg^oK)

T = Temperatura de la mezcla del combustible (°C)

Q = Calor físico del combustible (kJ/kg)

De ahí se procede a calcular el calor introducido por el aire mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{air} = \alpha V^0 C_p \Delta t \quad (4.43)$$

Donde:

Q_{air} = Calor introducido por el aire (kJ/kg)

V^0 = Volumen teórico del aire (m³/kg)

C_p = Calor específico del aire (kJ/kg^oK)

α = Coeficiente de exceso de aire

Δt = Diferencia de temperatura por precalentamiento del aire (°C)

Entonces se determina el Calor disponible del combustible mediante la sumatoria de los calores entrantes y salientes mediante la ecuación:

$$Q_{disp} = Q_{comb} + Q_{in} + Q_{air} \quad (4.44)$$

Donde:

Q_{comb} . = Calor físico del combustible (kJ/kg, kJ/m³)

Q_{disp} = Calor disponible (kJ/kg, kJ/m³)

Q_{in} = Poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg, kJ/m³)

Q_{air} = Calor introducido al hogar junto con el aire (kJ/kg, kJ/m³)

4.12 Determinación de las pérdidas de calor

La determinación de la pérdida de calor se lleva a cabo teniendo en cuenta:

Pérdida de calor por combustión química incompleta:

$$Q_q = 237(C + 0.375S) \left(\frac{CO}{RO_2} + CO \right) \quad (4.45)$$

Donde:

Q_q = Pérdida de calor por combustión incompleta (kJ/kg)

RO_2 = Contenido de CO₂ Y SO₂ en los gases de escape (%)

Pérdidas de calor al medio ambiente:

$$\frac{q}{A} = \frac{\Delta T}{\Sigma R_T} \quad (4.46)$$

$$A = \pi D_{ext} L \quad (4.47)$$

Donde:

Q = Calor transferido hacia el exterior (kW)

ΔT = Diferencia de temperatura en la placa exterior y pared de refractario (°C)

ΣR_T = Resistencia total de refractario y placa exterior (m² °C/W)

D_{ext} = Diámetro exterior (m)

A = Area (m²)

T_1, T_2, T_3, T_4 = Temperaturas interfases (° C)

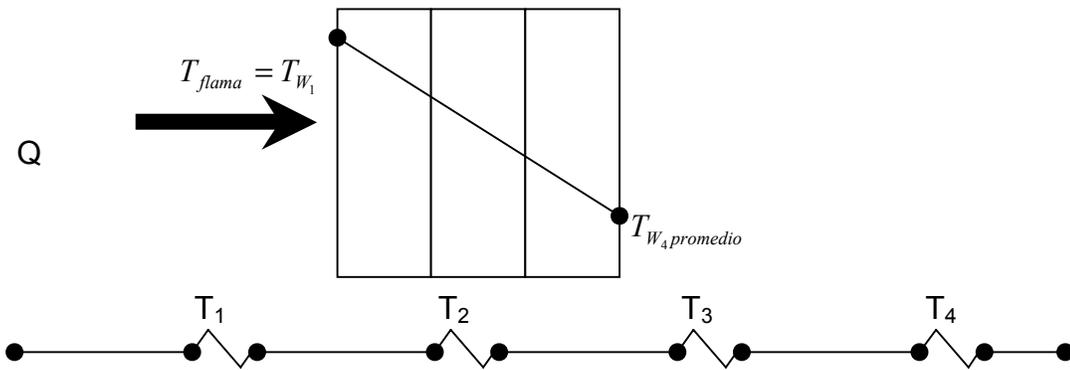


Figura 3.1 Temperaturas de interfase en la cámara de combustión

Pérdidas de calor en los gases de escape:

$$Q_{gs} = (h_g - \alpha h_{air})(100 - Q_m) / 100 \quad (4.48)$$

Donde:

Q_{gs} = Pérdidas de calor en los gases de escape (kJ/kg)

Q_m = Pérdidas de calor debidas a la combustión mecánicamente incompleta (kJ/kg)

h_{air} = Entalpía del aire (kJ/m³°K)

h_g = Entalpía de los gases de escape (kJ/m³°K)

α = Coeficiente de exceso de aire

4.13 Determinación del calor disponible y el calor perdido por transferencia de calor.

El calor disponible es igual al calor aprovechado más el calor perdido por medio de los gases y el medio ambiente. El calor aprovechado se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{Aprovechado} = Q_{Disponible} - (Q_{Gases} + Q_{MedioAmbiente}) \quad (4.49)$$

La entalpía por convección se determina mediante:

$$h = 9.74 + 0.07(t_2 - t_1) \quad (4.50)$$

La radiación característica de la mezcla de los gases de combustión (productos de combustión) se obtiene mediante:

$$Q_{\max} = \epsilon \sigma A T^4 \quad (3.51)$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$$

$$h_{\text{irradiado}} = \frac{q_{\text{irradiado}}}{T_{\text{Gas}} - T_{\text{Pared}}} \quad (3.52)$$

Y por último su carga térmica se determina con:

$$q_{IN} = \frac{1}{2}(\epsilon_c + 1)\sigma \left[\epsilon_g \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - A_g \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \right] \quad (3.523)$$

Donde:

ϵ_c = Grado de negrura de CO₂ y H₂O

ϵ_g = Grado de negrura de mezcla de gases

A_g = Poder absorbente de los gases

T_c = Temperatura de la pared (°K)

T_g = Temperatura media de los gases (°K)

Q_{in} = Carga térmica de la superficie (W/m²)

4.14 Cálculo del rendimiento bruto y neto

Para determinar el rendimiento bruto se toma en cuenta el calor aprovechado entre el calor disponible y se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{Q_{aprovechado}}{Q_{disponible}} \quad (4.54)$$

Entonces el rendimiento neto se calcula con la ecuación:

$$\eta = \eta_{bruto} - \frac{Q_{aprovechado}}{BQ_{disponible}} \quad (4.55)$$

Donde:

B= Consumo específico de combustible (kg/s)

η = Rendimiento neto (%)

η_{bruto} = Rendimiento bruto (%)

$Q_{aprovechado}$ = Calor aprovechado (kW)

$Q_{disponible}$ = Calor disponible (kW)

4.15 Análisis para el cálculo de la Exergía.

El valor del flujo molar del combustible, aire y los productos de la combustión están dados por las siguientes ecuaciones:

$$\frac{n_k}{n_a} = \lambda \quad \frac{n_p}{n_a} = 1 + \lambda \quad (4.56a)$$

Donde:

N_k es el número de moles de cada elemento k del combustible

N_a es el número de moles del aire

N_p es el número de moles de los productos de la combustión

λ es la base molar de la relación aire combustible.

Para la combustión completa del combustible la ecuación química toma la siguiente forma:

$$\lambda (\text{fuel}) + (0.7748\text{N}_2+0.2059\text{O}_2+0.0003\text{CO}_2+0.019\text{H}_2\text{O}) \text{-----}$$

$$(1 + \lambda)(X_{\text{N}_2}\text{N}_2+X_{\text{O}_2}\text{O}_2+X_{\text{CO}_2}\text{CO}_2+X_{\text{H}_2\text{O}}\text{H}_2\text{O}) \quad (4.56b)$$

Balanceando el Carbón, Hidrogeno, Oxigeno y el Nitrógeno, la fracción molar de los componentes de los productos de la combustión son:

$$X_{\text{N}_2} = \frac{0.7748}{1 + \lambda} \quad X_{\text{O}_2} = \frac{0.2059 - 2\lambda}{1 + \lambda} \quad X_{\text{CO}_2} = \frac{0.0003 + \lambda}{1 + \lambda} \quad X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0.019 + 2\lambda}{1 + \lambda} \quad (4.56c)$$

El análisis molar de los productos e la combustión están fijados en la relación aire combustible λ ha sido determinada. La relación aire combustible puede ser obtenida desde un balance:

$$0 = Q_{\text{cv}} - W_{\text{ev}} + n_f h_f + n_a h_a - n_p h_p \quad (4.56d)$$

Como la perdida de calor se asume que de be de ser del 2% del poder calorífico inferior del combustible, entonces tenemos:

$$Q_{\text{cv}} = b - 0.02 n_f \text{LHV} = n_a (-0.02 \lambda \text{LHV}) \quad (4.56e)$$

En el cual LHV se obtiene de tablas. De las dos ecuaciones anteriores tenemos:

$$0 = -0.02 \text{LHV} + h_a + \lambda h_f - (1 + \lambda) h_p \quad (4.56f)$$

Con el principio de los gases ideales para mezclas, la entalpia del aire y de los productos de la combustión, son respectivamente:

$$h_a = (0.7748h_{\text{N}_2}+0.2059h_{\text{O}_2}+0.0003h_{\text{CO}_2}+0.019h_{\text{H}_2\text{O}}) (T_a) \quad (4.56g)$$

$$(1 + \lambda) h_p = (0.7748h_{\text{N}_2} + (0.2059 - 2\lambda) h_{\text{O}_2} + (0.0003 + \lambda) h_{\text{CO}_2} + (0.019 + 2\lambda) h_{\text{H}_2\text{O}}) (T_p) \quad (4.56h)$$

Cuando las entalpías específicas son evaluadas usando los datos de la Tabla . en esta ecuación h_a es evaluada con respecto a la temperatura de entrada del aire y h_p es evaluada con respecto a la temperatura de lo gases de combustión. Por lo tanto λ depende de las temperaturas T_a y T_p .

Entonces $n_f = \lambda n_a$ el flujo masico del combustible y el aire estan relacionados por:

$$m_f = \lambda \left(\frac{M_f}{M_a} \right) m_a \quad (4.56i)$$

Donde M_f y M_a denotan el peso molecular del combustible y el aire, respectivamente. El valor del flujo molar n_a es evaluado usando la ecuación siguiente:

$$0 = -\frac{W_{cv}}{n_a} + (h_1 - h_2) + (1 + \lambda)(h_4 - h_5) \quad (4.57)$$

Combinando las ecuaciones 4.56f, 4.56g y 4.56h para λ .

$$\lambda = \frac{0.7748\Delta h_{N_2} + 0.2059\Delta h_{O_2} + 0.0003\Delta h_{CO_2} + 0.019\Delta h_{H_2O}}{h_{fuel} - 0.02LHV - (-2h_{O_2} + h_{CO_2} + 2h_{H_2O})(T_p)} \quad (4.58)$$

Evaluando la entalpia de formación podemos obtener h_f y LHV en la Tabla del apéndice 1.

4.16 Balance de Exergía.

Para las propiedades extensivas como la masa, energía y entropía el balance de exergía puede ser una alternativa para el análisis de algunas aplicaciones particulares en especial.

Para la obtención de la entropía del estado se obtiene h y s_o de la tabla del apéndice 1 con sus correspondientes temperaturas. Los valores de la entropía del estado es calculada por la siguiente ecuación:

$$s_k(T, P_k) = s_k^o(T) - R \ln \frac{X_k P}{P_{ref}} \quad (4.59)$$

Donde:

K es el componente del gas.

X_k es la fracción molar del componente.

P es la presión de la mezcla.

P_{ref} es la presión de referencia (1 bar).

Exergía Física. La exergía física esta asociada con la temperatura y la presión del flujo o material. La magnitud de cada componente depende de cuán alejado sea

su estado termodinámico del estado del ambiente, llamado también estado muerto o de referencia. El componente físico se define como:

$$e^{ph} = (h - h_o) - T_o (S - S_o) \quad (4.60a)$$

$$E^{ph} = m e^{ph} \quad (4.60b)$$

Donde:

h es la entalpia del estado

h_o es la entalpia del estado de referencia

s es la entropia del estado

s_o es la entropia del estado de referencia

T_o es la temperatura del estado de referencia (298.15 k).

Los valores de la mezcla de l gas se obtiene de las siguientes ecuaciones:

$$h = \sum_{k=1}^N X_k h_k \quad s = \sum_{k=1}^N X_k s_k \quad (4.61)$$

Cuando el estado analizado tiene los mismos parámetros o valores que el estado de referencia la exergía física se desprecia. La ecuación de la exergía física toma la siguiente forma:

$$E_{aire}^{ph} = m_{aire}^3 \left[\frac{h - h_o - T_o (s - s_o)}{M_{aire}} \right] \quad (4.62)$$

Para los productos de la combustión se aplica una consideración especial. cuando se encuentra a 25 C y 1 atmosfera la mezcla consiste en N₂, O₂ y CO₂ junto con el vapor saturado estan en equilibrio con el liquido saturado. Para la base de 1 kmol de mezcla la composición para 25 C y 1 atmosfera debe de ser:

$$0.7507 \text{ N}_2, \quad 0.1372 \text{ O}_2, \quad 0.0314 \text{ CO}_2, \quad 0.0297 \text{ H}_2\text{O}(\text{g}), \quad 0.051 \text{ H}_2\text{O}(\text{l})$$

La fraccion molar de los componentes del gas se muestran a continuación:

$$X_{\text{N}_2} = 0.791 \quad X_{\text{O}_2} = 0.1446 \quad X_{\text{CO}_2} = 0.0331 \quad X_{\text{H}_2\text{O}} = 0.0313$$

Exergía Química. La exergía química de una sustancia se define como el cambio de energía libre de Gibbs en estado estándar (1 atm y 25 °C) de la reacción de formación de dicha sustancia a partir de componentes presentes en el ambiente de referencia. Calcular de este modo la exergía química requiere conocer la energía libre de Gibbs de formación de la sustancia de interés,. En estos casos se pueden emplear expresiones semiempíricas que relacionan la exergía química con el poder calorífico inferior (PCI) del combustible, obtenidas para una serie de hidrocarburos puros y extendidas a mezclas complejas.

El gas natural es una mezcla de gases, por lo que su exergía química molar es:

$$\sum X_i e_i^{ch} + RT_o \sum X_i \ln X_i \quad (4.63)$$

Donde es la constante universal de los gases y el subíndice i se refiere a todos los componentes de la mezcla.

Los términos en la primera sumatoria del segundo miembro corresponden a la exergía química de cada componente. En el caso de los combustibles en el estado estándar, ésta se puede obtener directamente de tablas.

La exergía química esta dada por:

$$E_{gas}^{ch} = m \left(\sum \frac{E_i X_i}{M_i} \right) \quad (4.64)$$

La eficiencia exergetica esta dada por:

$$\mathcal{E} = \frac{E_{gasescombustion}}{E_{aire} + E_{fuel}} \quad (4.65)$$

CAPITULO V

CAPITULO V. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE INNOPHOS FOSFATADOS DE MÉXICO.

5.1 Características del Software

Para realizar el Análisis Energético y dado la complejidad del cálculo, se decidió programar toda la metodología anteriormente expuesta en un Software, que se denomina Combustor, el cual permite realizar los Cálculos paso a paso, realiza graficaciones y por supuesto funciona como un simulador energético de la Cámara de combustión.

Dicho programa se muestra en el Anexo 3.

Las ecuaciones que se utilizarán para determinar los volúmenes teóricos dependen del combustible; para combustibles gaseosos:

A continuación se describen los siguientes resultados obtenidos por dicho simulador, el cual está estructurado en las siguientes partes:

- 1) Poder calorífico inferior del combustible
- 2) Volumen teórico de aire
- 3) Volumen de los productos de la combustión
- 4) Volumen real de los gases
- 5) Característica del combustible
- 6) Coeficiente de exceso de aire
- 7) Capacidad Calorífica
- 8) Entalpía del aire
- 9) Entalpía de los gases de Combustión
- 10) Calor físico del combustible
- 11) Calor introducido por el aire

- 12) Calor disponible del combustible
- 13) Pérdidas por combustión química incompleta
- 14) Coeficiente convectivo de transferencia de calor
- 15) Radiación característica de los gases productos de combustión
- 16) Calor perdido

5.2 Propiedades y Características de los elementos

Tabla 5.1
Propiedades termodinámicas del aire

Propiedad	30°C	170°C
Densidad (ρ), Kg/m ³	1.165	0.779
Calor específico (C_p), Kj/kg°K	1.005	1.022
Viscosidad absoluta (μ), cp	0.0186	0.0253
Viscosidad cinemática (ν), m ² /s	16 x 10 ⁶	32.49 x10 ⁶
Coeficiente de dilatación térmica (β), K ⁻¹	0.0033	0.00225
Número de Prandtl	0.701	0.681
Conductividad térmica, W/m °K	2.67 x10 ⁻²	3.78 x10 ⁻²

Tabla 5.2
Propiedades del gas natural

Propiedad	30 °C @ 1 atm
Densidad relativa (S_r)	0.59
Densidad, Kg/m^3	0.275

Tabla 5.3
Características del refractario

Propiedad	
Espesor , m	0.2286
Densidad (ρ) , kg/m^3	2300
Conductividad térmica (K), $\text{W/m } ^\circ\text{K}$	1.05

Tabla 5.4
Características del acero ASTM A285 GrC

Propiedad	
Espesor, m	0.0096
Densidad (ρ), kg/m^3	7950
Conductividad térmica (K), $\text{W/m } ^\circ\text{K}$	17.5

Tabla 5.5
Características de operación de la cámara de combustión

Variables de operación	
Temperatura en el horno, ° C	1100
Presión de vacío, atm	0.003
Volumen de aire primario, m ³ /s	4.61
Volumen de aire secundario, m ³ /s	6.22

Tabla 5.6
Características de construcción de la cámara de combustión

Características de construcción	
Longitud, m	5.49
Diámetro exterior, m	2.74
Diámetro interior, m	2.13
Longitud del anillo de enfriamiento, m	2.74
Ancho del anillo de enfriamiento, m	0.08

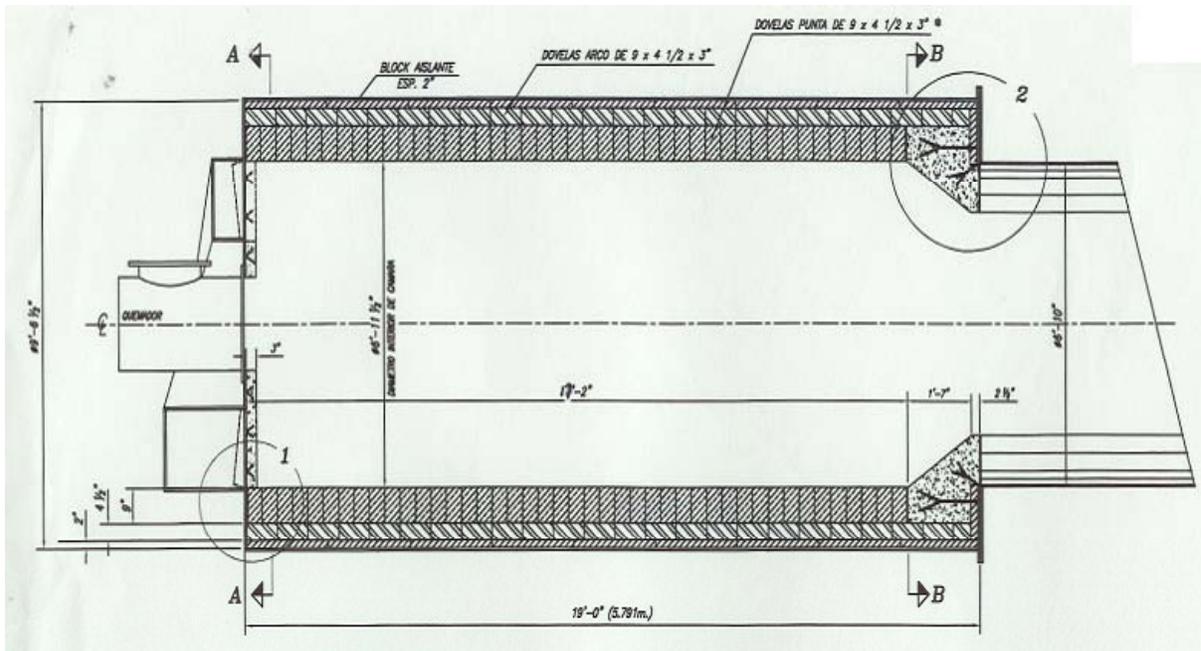


Figura 5.1 Cámara de Combustión, planta STPP.

5.3 Análisis geométrico

Para efectuar el análisis energético²⁵ en la cámara de combustión es fundamental realizar primero el cálculo geométrico de su superficie (Figura 5.1), donde a partir de las dimensiones obtenidas del plano de construcción, se calculará el volumen y el área de transferencia de calor.

5.4 Cálculo del volumen

Utilizando la ecuación para cálculo de volumen

$$V = \pi \frac{h}{4} D^2 \quad (5.1)$$

Donde:

h = Longitud (m)

D = Diámetro exterior (m)

Sustituyendo en la ecuación (4.1):

$$V = \pi \frac{5.19}{4} 2.74^2 = 11.82m^3$$

5.5 Cálculo del área de transferencia de calor

Ecuación para calcular el área de transferencia de calor

$$A = 2\pi r(r + h) \quad (5.2)$$

Donde:

r = Radio exterior, m

h = Longitud de la cámara, m

Sustituyendo en la ecuación (5.2):

$$A = 2\pi(1.37)(1.37 + 5.49) = 59.05m^2$$

5.6 Determinación de los volúmenes de los productos de la combustión

Para la determinación de los volúmenes de los productos de la combustión²⁵ se deberá considerar el Valor calórico inferior y superior del gas natural para calcular el volumen teórico del aire seco, los volúmenes teóricos de los productos de combustión, volúmenes reales, la fracción volumétrica de los gases producto de la combustión, las concentraciones de partículas de ceniza, el volumen y fracción de los gases cuando hay recirculación.

5.7 Determinación del valor calórico inferior del gas natural

$$Q_m^0 = 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 591C_2H_4 + 638C_2H_6 + 860C_3H_6 + 913C_3H_8 + \dots \quad 5.3)$$

$$\dots + 1135C_4H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12} + 1403C_6H_6$$

5.8 Composición real del gas natural y su valor calórico correspondiente

Tabla 5.7
Composición del gas natural

Composición del gas natural	% en volumen
H ₂	7
CH ₄	84.5
C ₂ H ₆	3.8
C ₃ H ₈	1.9
C ₄ H ₁₀	0.9
C ₅ H ₁₂	0.3

Sustituyendo estos valores en la ecuación 5.3:

$$Q_{vci} = 36672.7 \text{ kJ/m}^3$$

$$Q_{vci} = 4.584 \text{ MW}$$

5.9 Determinación del valor calórico superior del gas natural

$$Q_{vcs} = Q_{vci} + Q_{H_2O} \quad (5.4)$$

Donde:

Q_{vcs} = Valor calórico superior del gas, kJ/m³

Q_{vci} = Valor calórico inferior del gas, kJ/m³

Q_{H_2O} = Calor latente del agua (90 ° C y 0.99 atm) = 1599.46 kJ/m³

Sustituyendo valores en la ecuación 5.4:

$$Q_{vcs} = 36672.7 + 1599.46$$

$$Q_{vcs} = 38272.16 \text{ kJ} / \text{m}^3 \text{ gas}$$

5.10 Cálculo del volumen teórico de aire seco

$$V^0 = 0.0478 \left[0.5(CO + H_2) + 1.5H_2S + 2CH_4 + \Sigma(m + n/4)C_mH_n - O_2 \right] \quad (5.5)$$

Partiendo de la composición del gas natural y sustituyendo los valores en la ecuación 5.5:

$$V^0 = 0.0478[(1 + 4/4)(0.9284) + (2 + 6/4)(0.0634) + (3 + 8/4)(0.0086)]$$

$$V^0 = 16.517 \text{ m}^3 / \text{m}^3_{comb.}$$

5.11 Cálculo del volumen teórico de los productos de la combustión

Aquí se determinarán los volúmenes de:

Gases triatómicos, teórico de nitrógeno, de vapor de agua.

$$V_{gt} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} \quad (m^3 / kg) \quad (5.6)$$

Donde:

V_{gt} = Volumen total teórico de los gases de combustión

$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$ = Volumen teórico de los gases triatómicos

V_{N_2} = Volumen teórico de Nitrógeno en los gases de combustión

V_{H_2O} = Volumen teórico de agua en los productos de la combustión

Las ecuaciones que se utilizarán para determinar los volúmenes teóricos dependen del combustible; para combustibles gaseosos:

- Volumen de gases triatómicos

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} \quad (m^3 / kg) \text{ o } (m^3 / m^3)$$

$$V_{RO_2} = 0.01(CO_2 + CO + H_2S + \sum_m C_m H_n) \quad (m^3 / m^3)$$

- Volumen teórico de Nitrógeno

$$V_{N_2} = 0.79V_a + 0.01N_2 \quad (m^3 / m^3)$$

- Volumen teórico de vapor de agua

$$V_{H_2O} = 0.01(H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0.124w_g + 3.27V_a) \quad (m^3 / m^3)$$

Donde:

$$w_g = 10 \text{ g/m}^3$$

5.12 Cálculo del volumen real de gases secos

$$V_{Rgs} = V_{RO_2} + V_{N_2} + (\bar{\alpha} - 1)V_a \quad (m^3 / kg)$$

Donde:

$\bar{\alpha}$ = Coeficiente de exceso de aire medio

El coeficiente de exceso de aire medio es igual coeficiente de exceso aire recomendados para el horno (α_h)²⁵

Para combustible gaseoso

$$\alpha = 1.05 - 1.1$$

5.13 Procedimiento del análisis energético

A continuación se describen los pasos utilizados para el análisis energético de la cámara de combustión.

Se determina el poder calorífico inferior del gas mediante el contenido volumétrico de los gases (H_2 , CO , H_2S , CH_4 , C_2H_4 , etc) que forman parte del combustible gaseoso.

$$Q_{in}^0 = 36672.7 \text{ KW}$$

El volumen teórico de aire que se requiere para quemar 1m^3 de combustible gaseoso seco es:

$$V^0 = 16.517 \text{ m}^3 / \text{m}_{\text{comb}}^3$$

El volumen real de aire que entra al hogar es:

$$V_r = 21.014 \text{ m}^3 / \text{m}_{\text{comb}}^3$$

Para el volumen total de los productos de combustión se calcula primero:

El volumen de los gases triatómicos es:

$$V_{RO_2} = 1.029 \text{ m}^3 / \text{m}_{\text{comb}}^3$$

El volumen de los gases biatómicos es:

$$V_{N_2}^0 = 13.049 \text{ m}^3 / \text{m}_{\text{comb}}^3$$

El volumen del vapor de agua es:

$$V_{H_2O}^0 = 0.413 \text{ m}^3 / \text{m}_{\text{comb}}^3$$

El volumen de los gases secos es:

$$V_{gs} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} = 14.490 \text{ m}^3 / \text{m}_{\text{comb}}^3$$

El Volumen total de los productos de la combustión es la suma de los volúmenes de los gases secos (V_{gs}) y vapores de agua V_{H_2O} .

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.161(\alpha - 1)V^0 = 0.679 \text{ m}^3 / \text{m}_{\text{comb}}^3$$

$$V_{gs} = V_{gs}^0 + (\alpha_h - 1)V^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + (\alpha_h - 1)V^o = 14.178 \frac{m^3}{m_{comb}^3}$$

La fracción volumétrica total de los gases es:

$$r_g = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0.099$$

En la Tabla 5.8 se puede observar los porcentajes correspondientes a los gases los cuales fueron calculados para el cálculo de la fracción volumétrica:

Tabla 5.8
Fracción volumétrica de los gases

FRACCION VOLUMETRICA DE LOS GASES		
	TEÓRICO	
$\%V = \frac{V_{RO_2}}{V_{gs}^o}$	0.071	1.029
$\%V = \frac{V_{N_2}}{V_{gs}^o}$	0.901	13.049
$\%V = \frac{V_{H_2O}}{V_{gs}^o}$	0.028	0.413
	1.000	14.490

La característica del combustible es:

$$\beta = 0.21 \frac{0.01N_2 + 0.79V^0}{V_{RO_2}} - 0.79 = 2.497$$

y el Contenido de RO₂ es:

$$RO_2 = (V_{RO_2} / V_{gs})100 = 7.101$$

Por lo tanto el contenido máximo de RO₂ es:

$$RO_2^{Max} = 21/(1 + \beta) = 6.005$$

Se obtiene N₂ teniendo un porcentaje del 5% de oxígeno y un α=1:

$$N_2 = 100 - RO_2 - O_2 = 87.899$$

El coeficiente de exceso de aire es: $\alpha = 21 / \left(21 - 79 \frac{O_2}{N_2} \right) = 1.272$

Para calcular la densidad de la mezcla Aire-combustible como se muestra en la Tabla 5.10, primero se obtiene la sumatoria de los porcentajes de los gases con respecto a su masa molecular como se puede observar en la Tabla 5.9:

Tabla 5.9
Porcentaje de los gases con respecto a su masa molecular

Aire	%	MASA MOLECULAR	$m_i x_i$
CO ₂	0.01	44.01	0.4401
N	0.78	28	21.84
O	0.21	32	6.72
		$\Sigma m_i x_i$	29.0001

Tabla 5.10
Densidad de la mezcla aire combustible

COMPOSICION DEL GAS %									
		N_2	0						
N_2	0	O_2	3	$\Sigma(m+n/4)CmHn - O_2$	$\Sigma mCmHn$	$\Sigma(m+n/2)CmHn$	M (kg/kmol)	x_i	$m_i x_i$
CO_2	0	m	n						
H_2	7	0	0				2.016	0.07	0.14112
CO	0	0	0				28	0	0
H_2S	0	0	0				34.016	0	0
CH_4	84.5	1	4	166	84.5	3	16.043	0.845	13.55633
C_2H_4	0	0	0	-3	0	0	28.054	0	0
C_2H_6	3.8	2	6	10.3	7.6	10	30.069	0.038	1.142622
C_3H_6	0	0	0	-3	0	0	42.08	0	0
C_3H_8	1.9	3	8	6.5	5.7	21	44.096	0.019	0.837824
C_4H_8	0	0	0	-3	0	0	56.107	0	0
C_4H_{10}	0.9	0	0	2.85	3.6	0	58.123	0.009	0.523107
C_5H_{12}	0.3	0	0	-0.6	1.5	0	72.15	0.003	0.21645
C_6H_6	0	0	0	-3	0	0	78.113	0	0
				173.05	102.9	34	$\Sigma x_i m_i$	0.984	16.417

Mediante las ecuaciones $R_M = 8314 / \sum m_i x_i$ y $\rho = P_m / T_m R_m$ se obtiene la Tabla 5.11 de la densidad de la mezcla aire combustible

Tabla 5.11
Mezcla aire - combustible

	GAS	AIRE	Unidades
$R_M =$	506.412	286.689	Kj/kmol °K
$\rho =$	1.993	2.332	kg/m ³

En la Tabla 5.12 se puede observar el cálculo de la capacidad calorífica mediante la temperatura y los tipos de componentes del gas:

**Tabla 5.12
Capacidades Caloríficas**

NUMERO	No. / Fórmula	NOMBRE	A	B	C	D	Masa molecular kg/kmol	Cp [J/mol °K]	Cp (kJ/Kg°K)	x_i	$x_i C_{pm}$ (kJ/kg°K)	$m x_i$
701	701H2	HIDROGENO	27.1400 0	0.00927400	- 0.00001381	1E-8	2.01600000	29.9232	14.8429	0.07	1.03899952	0.14112
6	6CO	CARBON- MONOXIDE	30.8423 6	- 0.01283902	0.00002788	-1E-8	28.01000000	27.3104	0.9750	0	0	0
702	702H2S	SULFURO DE HIDROGENO	31.9400 0	0.00143600	0.00002432	-1E-8	34.08000000	32.3345	0.9488	0	0	0
29	29CH4	METHANE	25.3596 4	0.01686780	0.00007131	-4E-8	16.04300000	30.0428	1.8726	0.845	1.58238214	13.5563
60	60C2H4	ETHYLENE	3.79773 3	0.15649830	- 0.00008347	2E-8	28.05400000	46.6760	1.6638	0	0	0
79	79C2H6	ETHANE	8.18139 4	0.16146480	- 0.00004007	-1E-8	30.06900000	51.7799	1.7220	0.038	0.0654374	1.14262
97	97C3H6	PROPENE	5.08356 0	0.22563900	- 0.00009993	1E-8	42.08000000	65.0958	1.5470	0	0	0
121	121C3H8	PROPANE	- 5.33794 7	0.31023940	- 0.00016464	3E-8	44.09600000	99.5780	2.2582	0.019	0.04290597	0.83782
144	144C4H8	2- BUTENE,CIS	- 5.20113 1	0.32193370	- 0.00013937	2E-8	56.10700000	79.4897	1.4168	0	0	0
167	167C4H10	BUTANE	- 1.77924 6	0.38696140	- 0.00019325	3E-8	58.12300000	99.9401	1.7195	0.009	0.01547514	0.52311
218	218C5H12	PENTANE	- 3.41067 1	0.48500930	- 0.00025194	5E-8	72.15000000	120.4338	1.6692	0.003	0.00500764	0.21645
240	240C6H6	BENZENE	- 43.7813 8	0.52329290	- 0.00037627	11E- 8	78.11300000	86.4154	1.1063	0	0	0
										0.984	2.750	
		SALIDA DE GASES					kg/kmol	Cp [J/mol °K]	Cp (kJ/Kg°K)			16.417
7	7CO2	CARBON- DIOXIDE	21.8162 1	0.07337481	- 0.00005602	2E-8	44.01000000	129.1853	2.9354			
703	703N2	NITROGENO	27.1400 0	0.00927400	- 0.00001381	1E-8	28.01300000	41.3129	1.4748			
704	704H2O	AGUA	32.2400 0	0.00192400	0.00001055	0	18.01500000	35.2126	1.9546			

Para la realización del balance entálpico se introducen los datos de presión y temperaturas medias tal como se muestra en las siguientes Tablas 5.13, 5.14.

Tabla 5.13
Datos de entrada

	P _{man} bar	P _{abs} bar	P (kPa)	T _m (°C)	T (k)
Datos variables	1.10	2.10	212782.5	1260.00	1533.15

Tabla 5.14
Propiedades de los elementos

ENTRADA	M (kg/kmol)	R _m (kJ/kgK)	x _i	Presión parcial Pa	Temp.Mezcla °c	kg/m ³	Cp (kJ/KgK)	Cp (kJ/m ³ °K)	kJ/kg	kJ/m ³
CO ₂	44.010	188.912	0.071	15110.309	1533.150	0.052	2.9354	0.153	3698.557	192.958
N ₂	28.013	296.791	0.901	191612.512	1533.150	0.357	1.4748	0.527	1858.217	664.171
H ₂ O	18.015	461.504	0.028	6059.679	1533.150	0.009	1.9546	0.017	2462.827	21.092
		947.207	1.000	212782.500	1533.150	0.147	1.5922	0.233		

La entalpía de los gases de salida teórico es:

$$h_{gpc} = V_{RO_2} H_{p_{co_2}} + V_{N_2}^0 H_{p_{N_2}} + V_{H_2O}^0 H_{p_{H_2O}} = 8873.803 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

La entalpía de los gases de salida real para diferentes coeficientes de aire se expresa en la Tabla 5.15:

Tabla 5.15
Entalpía de los gases de salida

	REAL(kJ/m ³)	α
h _{gpc} =	8873.803	1
	8875.921	1.1
	8878.039	1.2
	8879.569	1.272

El cálculo de la entalpía del aire se determina partiendo de los valores en la siguiente Tabla 5.16:

Tabla 5.16
Entalpía del aire

COMPOSICION	Fracción (x_i)	M (kg/kmol)	$m_i x_i$	A	B	C	D	C_p (J/mol $^{\circ}$ K)	C_p (kJ/kg $^{\circ}$ K)	$x_i C_{pm}$
O ₂	0.21	31.999	6.71979	28.1100	-3.680E-6	1.7460E-5	-11E-9	29.417	0.919302284	0.19305348
CO ₂	0	44.01	0	19.7740	7.34E-02	-5.60E-05	1.72E-08	37.347	0.848609733	0
N ₂	0.79	28.013	22.13027	27.1400	0.009274	-1.381E-5	1E-8	28.895	1.03149469	0.814880805
								95.659	2.799	1.008
$C_{p\text{air}}$ (kJ/kg $^{\circ}$ K)	V^0 (m ³ /kg)	V_r^0 (m ³ /kg)	h_a (kJ/kg) teórico	h_a (kJ/m ³)	h_{real} (kJ/kg)	h_{real} (kJ/m ³)	$\alpha h =$			
1.008	16.517	21.014	16.648	38.819	21.181	49.388	1.272			

En la cual se puede observar el valor de la entalpía para diferentes valores del coeficiente de exceso de aire (Tabla 5.17) y de temperatura (Tabla 5.18)

Tabla 5.17
Valores de entalpía para diferentes valores de coeficiente de exceso de aire

		COEFICIENTE DE EXCESO DE AIRE α			
TEMPERATURA		1	1.1	1.2	1.3
$^{\circ}$ k	$^{\circ}$ C	H_0 (kJ/m ³)	H_1	H_2	H_3
773.15	500	5023.789	5028.728	5033.667	5038.606
973.15	700	6228.289	6233.227	6238.166	6243.105
1273.15	1000	7734.230	7739.169	7744.108	7749.047
1473.15	1200	8672.502	8677.441	8682.379	8687.318

Tabla 5.18
Valores de entalpía para diferentes valores de temperatura

	$m^3/m^3_{comb.}$	ENTALPIA (kJ/m ³) para T (°C)			
		500	700	1000	1200
$V^0_{RO_2=}$	1.029	90.115	118.297	158.696	185.076
$V^0_{N_2=}$	13.049	377.395	467.418	579.579	649.374
$V^0_{H_2O=}$	0.413	15.902	17.891	19.879	20.837

5.14 Dependencia de la entalpía de los gases en el Horno en función de la Temperatura y coeficiente de exceso de aire

De los valores calculados en la Tabla 5.17, se obtiene la siguiente gráfica, con los diferentes valores de entalpía y Temperatura para $\alpha = 1$.

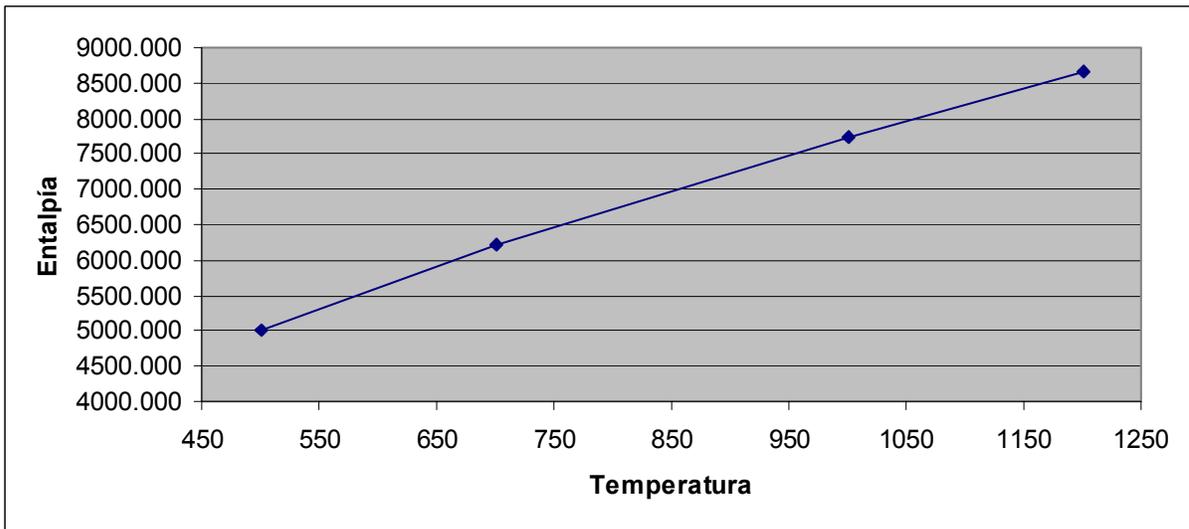


Figura 5.2 Dependencia de la entalpía de los gases en el Horno en función de la Temperatura para $\alpha = 1$.

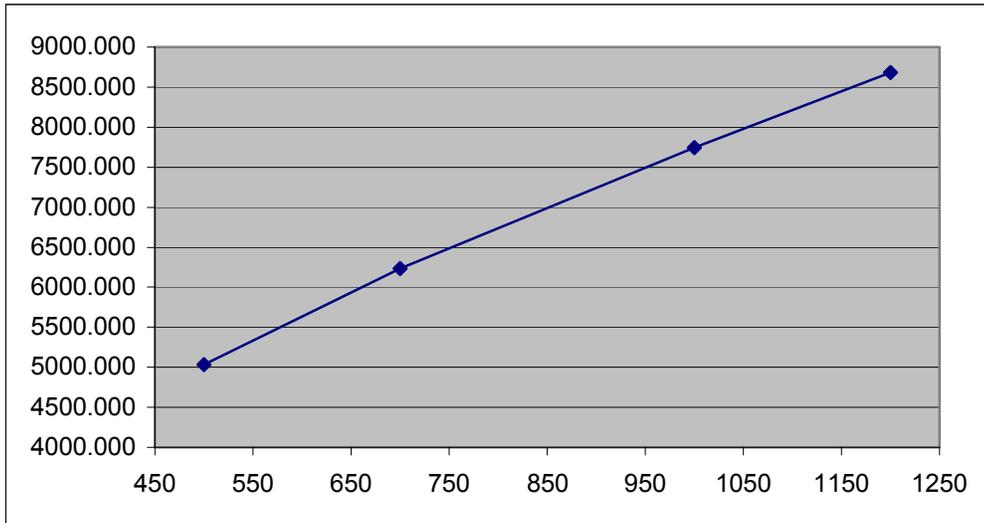


Figura 5.3 Coeficiente de exceso de aire $\alpha=1.2$

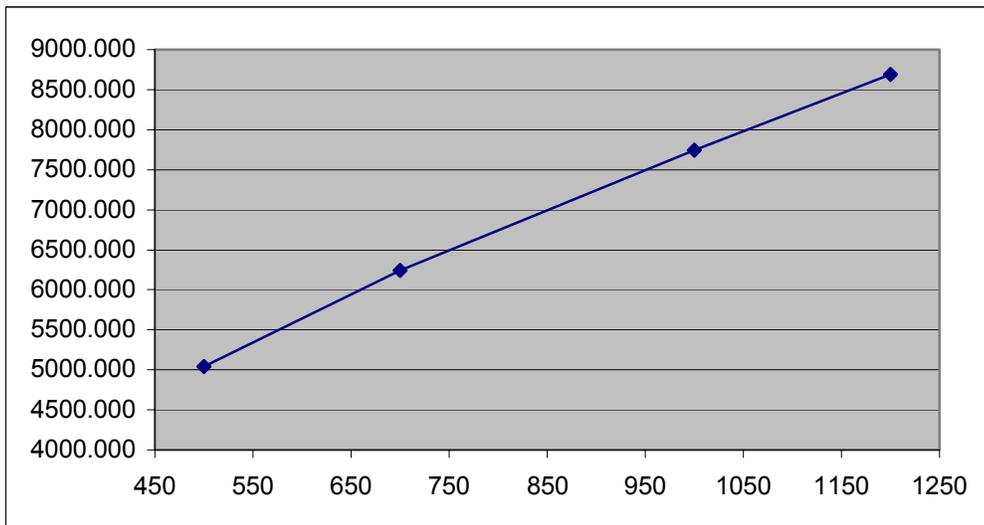


Figura 5.4 Coeficiente de exceso de aire $\alpha=1.3$

Con lo cual se puede obtener el modelo de las gráficas del exceso de aire realizando Regresión Summary y arroja el siguiente resultado (Figura 5.7):

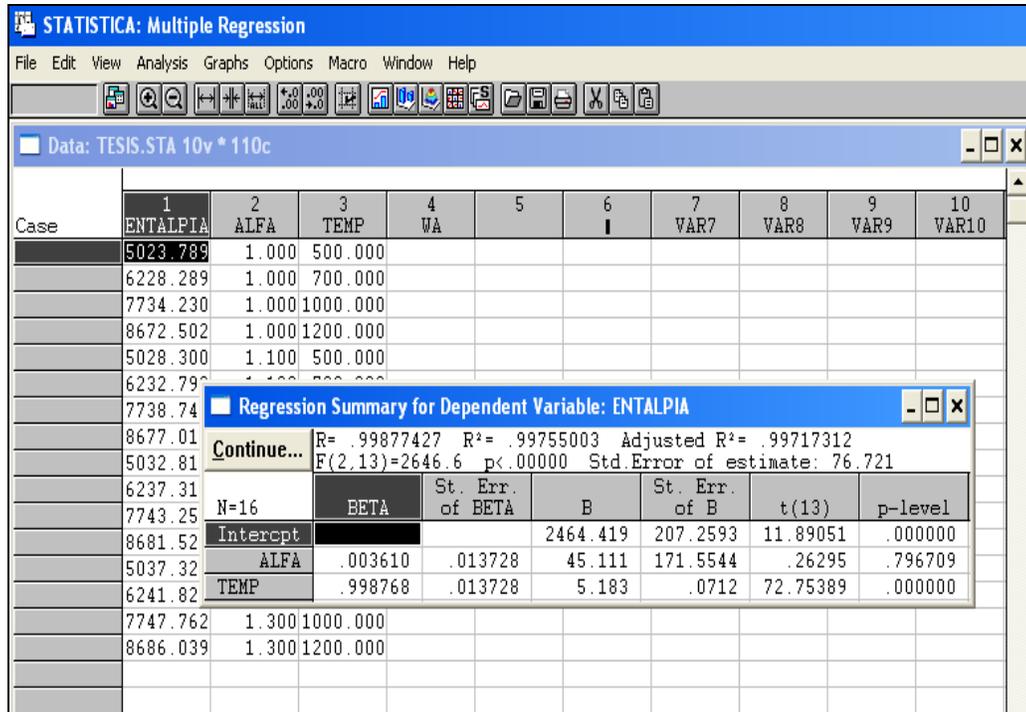


Figura 5.7 Modelación de la entalpía

Con lo cual se obtiene por ultimo la función que nos indica el modelo matemático para los diferentes valores de entalpía en función del exceso de aire y temperatura:

$$H = 2464.419 + 45.111\alpha + 5.183T_{emp} \quad (5.7)$$

5.16 Balance térmico

Realizando el balance de energía. El calor físico del combustible es:

$$Q = C_p T = 18.41 kW$$

El calor introducido por el aire, teniendo en cuenta las condiciones del aire precalentado mostrado en la siguiente Tabla 5.19:

Tabla 5.19
Condiciones del aire

$\alpha =$	1.272	
$V^0 =$	16.517	$m^3/m^3_{comb.}$
$C_p =$	1.008	$kJ/kg^\circ K$
$\rho =$	2.332	kg/m^3
Flujo de aire =	4.170	kg/m^3
$t =$	28	$^\circ C$
$t_{cal.} =$	45	$^\circ C$
$\Delta t =$	17	$^\circ C$

Entonces el calor introducido por el aire es:

$$Q_{air} = \alpha V^0 C_p \Delta t = 3501.119 kW$$

Y el calor disponible del combustible:

$$Q_{comb.} = Q_c + Q_{in} + Q_{air} = 40192.238 kW$$

Pérdidas de calor por combustión química incompleta.

No se presentan pérdidas por este tipo ya que el tipo de combustible que se utiliza es gas natural.

$$Q_q = 237(C + 0.375S) \left(\frac{CO}{RO_2 + CO} \right) = 0$$

Las pérdidas de calor al medio ambiente se expresan en la siguiente
Tabla 5.20:

Tabla 5.20
 Pérdidas de calor al medio ambiente

	m	k(W/m°C)	R(m ² °C/W)
L ₀ =	0.06	1.54	0.0390
L ₁ =	0.23	1.54	0.1494
L ₂ =	0.12	0.19	0.6316
L ₃ =	0.06	0.09	0.6667
L ₄ =	0.02	17.5	0.0011
D _{ext.} =	2.91	ΣR _T =	1.4487
D _{int.} =	1.8923		
L=	5.79		
T _{w1} =	1200		
T _{w2} =	100	ΣR _T =	1.4877
T _{w0} =	60		Propuesta

Donde:

L₀ =Espesor de aislante,m

L₁ = Espesor de primera capa de refractario,m

L₂ = Espesor de segunda capa de refractario,m

L₃ = Espesor de aislante entre refractario y placa de acero,m

L₄ = Espesor de placa de acero, m

D_{ext.}=Diámetro exterior de cámara de combustión,m

D_{int.}=Diámetro interior de cámara de combustión,m

L = Longitud de cámara de combustión,m

T_{w1} = Temperatura de la flama, ° C

T_{w2} = Temperatura de placa exterior, ° C

T_{w0} = Temperatura de placa exterior propuesta, ° C

Donde se puede observar la transferencia de calor (Figura 5.8) a través de la capas de refractario de la cámara de combustión.

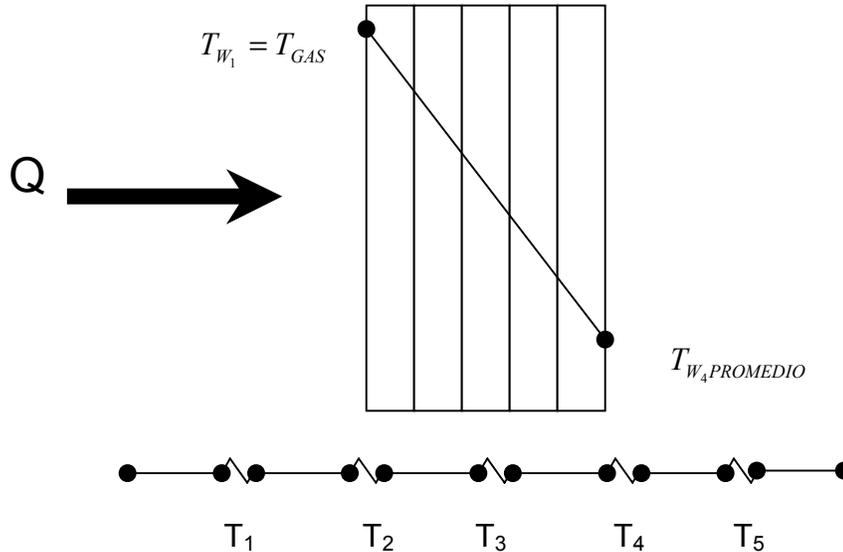


Figura 5.8 Configuración de capas de refractario y Temperaturas interfases en la cámara de combustión.

Donde el calor perdido por unidad de área es

$$\frac{q}{A} = \frac{\Delta T}{\Sigma R_T} = 759.2809 \text{ W/m}^2$$

$$A = \pi D_{ext} L = 52.9325 \text{ m}^2$$

Por lo tanto el calor perdido al medio ambiente es:

$$Q = 40.1906 \text{ KW}$$

Y los valores calculados de la temperatura para cada capa de la cámara de combustión es:

$$T_2 = T_1 - qR_1 = 1086.6^\circ C$$

$$T_3 = T_2 - qR_2 = 607.05^\circ C$$

$$T_4 = T_3 - qR_3 = 100.86^\circ C$$

$$T_5 = T_4 - qR_4 = 100^\circ C$$

Por lo que se propone disminuir la temperatura de la última capa de 100 °C a 60 °C para cumplir con las normas ambientales aumentando el espesor del aislamiento como se observa en la Figura 5.9.

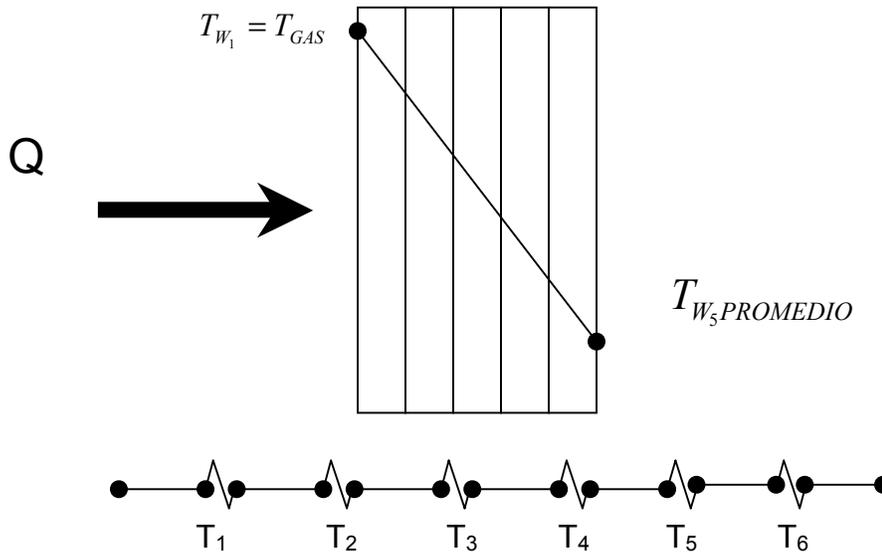


Figura 5.9 Temperaturas interfases en la cámara de combustión con modificación.

$$\begin{aligned}
 T_2 &= T_1 - qR_1 = 1170.1^\circ C \\
 T_3 &= T_2 - qR_2 = 1055.7^\circ C \\
 T_4 &= T_3 - qR_3 = 571.73^\circ C \\
 T_5 &= T_4 - qR_4 = 60.876^\circ C \\
 T_6 &= T_5 - qR_5 = 60^\circ C
 \end{aligned}$$

Las pérdidas de calor en los gases de escape se consideran 0 ya que los gases que salen del quemador van hacia proceso.

Por lo tanto el calor disponible:

$$Q_{Aprovechado} = Q_{Disponible} - (Q_{Gases} + Q_{MedioAmbiente}) = 40.0978 \text{ MW}$$

El coeficiente convectivo de transferencia de calor, se obtiene de la siguiente ecuación:

$$h = 9.74 + 0.07(t_2 - t_1) = 14.64 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{K}$$

El calor total transferido por convección es:

$$Q = 0.0542 \text{ MW}$$

La radiación característica de la mezcla de los gases de combustión (productos de combustión):

$$Q_{\max} = \varepsilon \sigma A T^4 = 3.1056 \text{ MW}$$

$$h_{\text{irradiado}} = \frac{q_{\text{irradiado}}}{T_{\text{Gas}} - T_{\text{Pared}}} = 1336.6274$$

La carga térmica calculada es:

$$q_{IN} = \frac{1}{2} (\varepsilon_P + 1) \sigma \left[\varepsilon_g \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - A_g \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \right] = 0.4048 \text{ MW}$$

El rendimiento bruto es

$$\eta = \frac{Q_{\text{aprovechado}}}{Q_{\text{disponible}}} = 99.77\%$$

El rendimiento neto

$$\eta = \eta_{\text{bruto}} - \frac{Q_{\text{aprovechado}}}{BQ_{\text{disponible}}} = 95.59\%$$

5.17 Calculo del análisis Exergético.

El valor del flujo molar del combustible, aire y los productos de la combustión estan dados por las ecuacion 4.56. Se deben de evaluar primero los valores de las entalpias de cada componente N₂, O₂, CO₂, H₂O a la temperatura de entrada del aire y a la temperatura de salida de los gases de combustión utilizando la formulas y Tablas dadas en el apendice 1. A continuación se presentan los resultados de estos calculos realizados:

Component	h(298k)	h(1100k)	Δh(kj/kmol)
N ₂ (g)	-5.820	25233.2836	25239.103
O ₂ (g)	-5.038	26115.0487	26120.086
CO ₂ (g)	-393526.3779	-353667.11	39859.2724
H ₂ O(g)	-241859.333	-210929.05	30930.283

Una vez que tenemos las entalpias respectivas para cada componente podemos obtener su diferencia de entalpias como se puede observar. Estas entalpias y diferencia de entalpias se sustituye en la ecuación 4.58 para obtener la base molar de la relacion aire combustible:

$$\lambda = \frac{0.7748\Delta h_{N_2} + 0.2059\Delta h_{O_2} + 0.0003\Delta h_{CO_2} + 0.019\Delta h_{H_2O}}{h_{fuel} - 0.02LHV - (-2h_{O_2} + h_{CO_2} + 2h_{H_2O})(T_p)}$$

$$\lambda = 0.034658647$$

Después de obtener λ se sustituye este valor en las ecuación 4.56b para obtener el analisis molar de los productos como se muestra a continuacion:

$$X_{N_2} = \frac{0.7748}{1+\lambda} \quad X_{O_2} = \frac{0.2059-2\lambda}{1+\lambda} \quad X_{CO_2} = \frac{0.0003+\lambda}{1+\lambda} \quad X_{H_2O} = \frac{0.019+2\lambda}{1+\lambda} \quad (4.56c)$$

Component	Fraccion molar
N ₂	0.74884601
O ₂	0.132007504
CO ₂	0.033787614
H ₂ O	0.085358872
Total	1

Calculo de la exergía física del gas natural mediante la ecuación :

$$E_{gas}^{ph} = mRT_o \ln\left(\frac{P_{fuel}}{P_o}\right)$$

$$E_{gas}^{ph} = 25.24$$

Para la obtención de la entropía del estado se obtiene h y s° de la tabla del apéndice 1 con sus correspondientes temperaturas. Los valores de la entropía del estado es calculada por la Ecuación 4.59:

$$s_k(T, P_k) = s_k^o(T) - R \ln \frac{X_k P}{P_{ref}}$$

A continuación se muestra los valores de h (kJ/kg) y s(kj/kg-k) de los estados de entrada del aires y salida de los gases de combustión obtenidas de la tabla 1 del apendice 1 asi como su estado de referencia:

	N₂	O₂	CO₂	H₂O	mezcla(gas)
h_{in-aire}	-5.820	-5.038	-393526.3779	-241859.333	-4718.931529
h_{out-comb}	25233.28364	26115.0487	-353667.1055	-210929.0495	20814.08462
s°_{in-aire}	191.5953314	205.130042	213.7756836	188.8115532	-----
s°_{out-comb}	232.1189922	246.868818	276.3865556	237.7872716	-----
s_{in-aire}	193.7166514	218.269194	281.2165909	221.7625649	199.3311422
s_{out-comb}	222.7146609	248.482319	332.3018115	259.212632	228.7465593

	N₂	O₂	CO₂	H₂O	mezcla(gas)
href	0.000	0.000	-393520.9934	-241854.540	-4713.292558
s° ref	191.6097	205.1446	213.7937	188.8276	-----
sref	193.7309922	218.283749	281.2346549	221.7786442	199.3455613

La exergía física de la entrada del aire se desprecia ya que los parámetros del aire en la entrada de la cámara de combustión son iguales a los del estado de referencia.

Para el cálculo de la exergía física en los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión se considera 0.7507 N₂; 0.1372 O₂; 0.0314 CO₂ ; 0.0297 H₂O(g) ; 0.051 H₂O (l) para un 1 kmol de la mezcla a una temperatura de 25 °C esta definida por:

$$E_{comb}^{ph} = m \left(\frac{h - h_o - T_o (s - s_o)}{M} \right)$$

$$E_{comb}^{ph} = 15082.68$$

Para el cálculo de la exergía química del gas natural se utilizan los valores de la exergía estándar dadas en la tabla del apéndice 1 con lo cual tenemos:

$$E_{gasnatural}^{ch} = m \left(\frac{E_{gas}}{M} \right)$$

$$E_{gasnatural}^{ch} = 12724.23 \text{ kw}$$

Para calcular la exergía química de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión se tiene:

$$E_{comb}^{ch} = m \left(\frac{E_{comb}}{M} \right)$$

$$E_{comb}^{ch} = 39.31 \text{ kw}$$

La eficiencia exergetica esta dada por:

$$\varepsilon = \frac{E_{gasescombustion}}{E_{aire} + E_{fuel}}$$

$$\varepsilon = 84.31\%$$

Poder calorífico inferior del combustible

$$Q_{in}^0 = 108 H_2 + 126 CO + 234 H_2S + 358 CH_4 + 591 C_2H_4 + 638 C_2H_6 + 860 C_3H_6 + 913 C_3H_8 + 1135 C_4H_8 + 1187 C_4H_{10} + 1461 C_5H_{12} + 1403 C_6H_6$$

Q_{in}^s	36672.700	kJ/m³
Q_{in}^s	16502715.000	Kj/hr
Q_{in}^s	4584.088	kW
Q_{in}^s	4.584	MW

Cálculo del valor calórico superior del gas natural que se quema en la cámara (Qvcs)

$$Q_{vcs} = Q_{vci} + Q_{latente H_2O} \text{ (a } 90^\circ\text{C y } 0.99 \text{ atm) } = 1,599.46 \text{ kJ/m}^3$$

$$Q_{vcs} = 38272.160 \text{ kJ/m}^3$$

$$Q_{vcs} = 17222472.000 \text{ Kj/hr}$$

$$Q_{vcs} = 4784.020 \text{ kW}$$

$$Q_{vcs} = 4.784 \text{ MW}$$

Cálculo del calor real disponible en el horno(Qd)

$$Q_d = Q_{vcsup} + Q_{fisicogas} = Q_{vcsup} + C_{pgas}$$

$$Q_{dis \text{ real}} = 38277.554 \text{ kJ/m}^3\text{K}$$

$$Q_{dis \text{ real}} = 17224899.3 \text{ kJ/hr}$$

$$Q_{dis \text{ real}} = 4784.694251 \text{ kW}$$

$$Q_{dis \text{ real}} = 4.785 \text{ MW}$$

$$\rho_{gas} = 1.961 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{pgas} = 2.750 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$C_{pgas} = 5.394 \text{ kJ/m}^3\text{K}$$

$$Q_{vcs} = 38272.160 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Flujo}_{gas} = 450.00 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Volumen teorico de aire

$$V^0 = 0.0478 \left[0.5 (CO + H_2) + 1.5 H_2S + 2 CH_4 + \Sigma (m + n / 4) C_m H_n - O_2 \right]$$

$V^0 =$	16.517	m³/m³ comb.
---------	---------------	------------------------------------------

Volumen real de aire

$V_r^0 =$	18.889	m³/m³ comb.
-----------	---------------	------------------------------------------

Volumen de los productos de combustión

TEORICO

$V_{RO_2}^0 =$	1.029	m³/m³ comb.
$V_{N_2}^0 =$	13.049	m³/m³ comb.
$V_{H_2O}^0 =$	0.413	m³/m³ comb.
$V_{gs} =$	14.490	m³/m³ comb.

Volumen real de los gases

$V_{H_2O} =$	0.679	m³/m³ comb.
$V_{gs} =$	14.178	m³/m³ comb.

$$V_r = \alpha_h V^0$$

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$$

$$V_{RO_2} = 0.01 [(CO_2 + CO + H_2S + \Sigma m C_m H_n)]$$

$$V_{N_2}^0 = 0.79 V^0 + N_2 / 100$$

$$V_{H_2O}^0 = 0.01 [H_2S + H_2 + \Sigma (n / 2) C_m H_n + 0.124 d] + 0.0161 V^0$$

$$V_g = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}$$

$$V_{gs} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.161 (\alpha - 1) V^0$$

$$V_{gs} = V_{gs}^0 + (\alpha_h - 1) V^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha_h - 1) V^0$$

COMBUSTIBLE	EXCESO DE AIRE (α)	
GASEOSO	1.05	1.1

$$\alpha = 21 / (21 - 79(O_2 / N_2))$$

Volumen real de los gases

$V_{H_2O} = 0.679 \text{ m}^3/\text{m}^3_{\text{comb.}}$
 $V_{gs} = 14.178 \text{ m}^3/\text{m}^3_{\text{comb.}}$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.161 (\alpha - 1) V^0$$

$$V_{gs} = V_{gs}^0 + (\alpha_h - 1) V^0 = V_{RO_2} + V_{N_2} + (\alpha_h - 1) V^0$$

FRACCION VOLUMETRICA TOTAL DE LOS GASES

$$r_g = r_{H_2O} + r_{RO_2}$$

$r_g = 0.099$

Característica del combustible

$$\beta = 0.21 \frac{0.01 N_2 + 0.79 V^0}{V_{RO_2}} - 0.79$$

$\beta = 2.497$

CONTENIDO DE RO_2 $RO_2 = (V_{RO_2} / V_{gs}) 100$

$RO_2 = 7.101$

CONTENIDO MAXIMO DE RO_2

$$RO_2^{MAX} = 21 / (1 + \beta)$$

$RO_2^{MAX} = 6.005$

ALFA = 1 **0.000**

$O_2 = 3.000$ % $\%O_2 = 100 - RO_2 - N_2 - H_2O$

$N_2 = 89.899$ % $N_2 = 100 - RO_2 - O_2$

Coefficiente de exceso de aire

$\alpha_h = 1.144$ $\alpha = 21 / (21 - O_2)$

$\alpha = 21 / (21 - 79(O_2 / N_2))$

FRACCION VOLUMETRICA DE LOS GASES		
	TEORICO	
	$\% V = V_{RO_2} / V_{gs}^0$	0.071
$\% V = V_{N_2} / V_{gs}^0$	0.901	13.049
$\% V = V_{H_2O} / V_{gs}^0$	0.028	0.413
	1.000	14.490

gases triatomicos
vapor de agua

Densidad de la mezcla GAS - AIRE

	GAS	AIRE	Unidades
$R_M =$	0.506	286.689	Kj/kmol °K
$\rho =$	1.961	2.332	kg/m ³

$$R_M = 8.314 \sum m_i x_i$$

$$\rho = P_m / T_m R_m$$

aire	%	MASA MOL.	$m_i x_i$
CO ₂	0.01	44.01	0.4401
N	0.78	28	21.84
O	0.21	32	6.72
		$\sum m_i x_i$	29.0001

CAPITULO V. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA CAMARA DE COMBUSTION DE INNOPHOS

COMPOSICION DEL GAS %				$R_u =$	8.314	kPa m ³ / kmol ^o K					
<i>d</i>	0	N ₂	-	T=	301.15	°K					
N ₂	0	O ₂	3.0000	P=	303.975	kPa					
CO ₂	0	<i>m</i>	<i>n</i>	$\Sigma(m+n/4)C_mH_n$	ΣmC_mH_n	$\Sigma(m+n/2)C_mH_n$	M (kg/kmol)	<i>x_i</i>	<i>mix_i</i>	T _m (°K)	P _m
H ₂	7	0	0				2.016	0.07	0.14112	301.15	21.28
CO	0	0	0				28	0	0		0.00
H ₂ S	0	0	0				34.016	0	0		0.00
CH ₄	84.5	1.0000	4.0000	166.0000	84.5000	3.00000	16.043	0.845	13.556335		256.86
C ₂ H ₄	0	0	0	- 3.0000	0	0	28.054	0	0		0.00
C ₂ H ₆	3.8	2.0000	6.0000	10.3000	7.6000	10.00000	30.069	0.038	1.142622		11.55
C ₃ H ₆	0	0	0	- 3.0000	0	0	42.08	0	0		0.00
C ₃ H ₈	1.9	3.0000	8.0000	6.5000	5.7000	21.00000	44.096	0.019	0.837824		5.78
C ₄ H ₈	0	0	0	- 3.0000	0	0	56.107	0	0		0.00
C ₄ H ₁₀	0.9	0	0	- 2.8500	3.6000	0	58.123	0.009	0.523107		2.74
C ₅ H ₁₂	0.3	0	0	- 0.6000	1.5000	0	72.15	0.003	0.21645		0.91
C ₆ H ₆	0	0	0	- 3.0000	0	0	78.113	0	0		0.00
				173.0500	102.9000	34.00000	Σx_{imi}	0.984	16.417	301.15	299.11

CAPACIDAD CALORIFICA

No. / Fórmula	NOMBRE	A	B	C	D	Masa molecular kg/kmol	C _p [J/mol °K]	C _p (kJ/Kg°K)	<i>x_i</i>	<i>x_iC_{pm}</i> (kJ/kg°K)	<i>mix_i</i>
701H ₂	HIDROGENO	27.1400	0.0093	- 0.0000	0.0000	2.01600	29.9232	14.8429	0.07	1.038999524	0.14112
6CO	CARBON-MONOXIDE	30.8424	- 0.0128	0.0000	- 0.0000	28.01000	27.3104	0.9750	0	0	0
702H ₂ S	SULFURO DE HIDROGENO	31.9400	0.0014	0.0000	- 0.0000	34.08000	32.3345	0.9488	0	0	0
29CH ₄	METHANE	25.3596	0.0169	0.0001	- 0.0000	16.04300	30.0428	1.8726	0.845	1.582382145	13.556335
60C ₂ H ₄	ETHYLENE	3.7977	0.1565	- 0.0001	0.0000	28.05400	46.6760	1.6638	0	0	0
79C ₂ H ₆	ETHANE	8.1814	0.1615	- 0.0000	- 0.0000	30.06900	51.7799	1.7220	0.038	0.065437397	1.142622
97C ₃ H ₆	PROPENE	5.0836	0.2256	- 0.0001	0.0000	42.08000	65.0958	1.5470	0	0	0
121C ₃ H ₈	PROPANE	- 5.3379	0.3102	- 0.0002	0.0000	44.09600	99.5780	2.2582	0.019	0.042905969	0.837824
144C ₄ H ₈	2-BUTENE,CIS	- 5.2011	0.3219	- 0.0001	0.0000	56.10700	79.4897	1.4168	0	0	0
167C ₄ H ₁₀	BUTANE	- 1.7792	0.3870	- 0.0002	0.0000	58.12300	99.9401	1.7195	0.009	0.015475136	0.523107
218C ₅ H ₁₂	PENTANE	- 3.4107	0.4850	- 0.0003	0.0000	72.15000	120.4338	1.6692	0.003	0.005007644	0.21645
240C ₆ H ₆	BENZENE	- 43.7814	0.5233	- 0.0004	0.0000	78.11300	86.4154	1.1063	0	0	0
									0.984	2.750	

CAPITULO V. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA CAMARA DE COMBUSTION DE INNOPHOS

1CCL4
2CCL3F
3CCL2F2

CAPACIDAD CALORIFICA

$$C_p = A + BT + CT^2 + DT^3$$

NUMERO	No. / Fórmula	NOMBRE	A	B	C	D	Masa molecular kg/kmol	Cp [J/mol °K]	Cp (kJ/Kg°K)	X _i	x _i Cpm(kJ/kg°K)	m _i x _i
701	701H2	HIDROGENO	27.140000	0.009274	-0.000014	0.000000	2.016000	29.9232	14.8429	0.07	1.038999524	0.1411
6	6CO	CARBON-MONOXIDE	30.842360	-0.012839	0.000028	0.000000	28.010000	27.3104	0.9750	0	0	0
702	702H2S	SULFURO DE HIDROGENO	31.940000	0.001436	0.000024	0.000000	34.080000	32.3345	0.9488	0	0	0
29	29CH4	METHANE	25.359640	0.016868	0.000071	0.000000	16.043000	30.0428	1.8726	0.845	1.582382145	13.556
60	60C2H4	ETHYLENE	3.797733	0.156498	-0.000083	0.000000	28.054000	46.6760	1.6638	0	0	0
79	79C2H6	ETHANE	8.181394	0.161465	-0.000040	0.000000	30.069000	51.7799	1.7220	0.038	0.065437397	1.1426
97	97C3H6	PROPENE	5.083560	0.225639	-0.000100	0.000000	42.080000	65.0958	1.5470	0	0	0
121	121C3H8	PROPANE	-5.337947	0.310239	-0.000165	0.000000	44.096000	99.5780	2.2582	0.019	0.042905969	0.8378
144	144C4H8	2-BUTENE,CIS	-5.201131	0.321934	-0.000139	0.000000	56.107000	79.4897	1.4168	0	0	0
167	167C4H10	BUTANE	-1.779246	0.386961	-0.000193	0.000000	58.123000	99.9401	1.7195	0.009	0.015475136	0.5231
218	218C5H12	PENTANE	-3.410671	0.485009	-0.000252	0.000000	72.150000	120.4338	1.6692	0.003	0.005007644	0.2165
240	240C6H6	BENZENE	-43.781380	0.523293	-0.000376	0.000000	78.113000	86.4154	1.1063	0	0	0
									$C_p = \frac{C_p}{M}$	0.984	2.750	

CAPITULO V. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA CAMARA DE COMBUSTION DE INNOPHOS

SALIDA DE GASES					kg/kmol	Cp [J/mol °K]	Cp (kJ/Kg°K)			16.417
CARBON-DIOXIDE	21.81621000	0.07337481	-0.000056	0.000000	44.01000000	129.1853	2.9354			
NITROGENO	27.14000000	0.00927400	-0.000014	0.000000	28.01300000	41.3129	1.4748			
AGUA	32.24000000	0.00192400	0.000011	0.000000	18.01500000	35.2126	1.9546			
Datos variables					P _{man} bar	P _{abs} bar	P (kPa)	T _m (°C)	T (°K)	
					1.10	2.10	212782.5	1260.00	1533.15	

M

$$\rho = P_m / T_m R_m$$

$$C_p = C_p \rho$$

$$h_{gc} = C_{pm} T_m$$

R _m (kJ/kgK)	x _i	Presión parcial Pa	Temp.Mezcla °c	kg/m ³	Cp (kJ/KgK)	Cp (kJ/m ³ °K)	kJ/kg	kJ/m ³
188.912	0.071	15110.309	1533.150	0.052	2.9354	0.153	3698.557	192.958
296.791	0.901	191612.512	1533.150	0.357	1.4748	0.527	1858.217	664.171
461.504	0.028	6059.679	1533.150	0.009	1.9546	0.017	2462.827	21.092
947.207	1.000	212782.500	1533.150	0.147	1.5922	0.233		

ENTALPIA DEL AIRE $C_p = A + BT + CT^2 + DT^3$

M (kg/kmol)	m _i x _i	A	B	C	D	Cp (J/mol°K)	Cp (kJ/kg°K)	x _i C _{pm}
31.999	6.71979	28.1100	-0.000003680	0.000017460	-0.000000011	29.417	0.919302284	0.193053
44.01	0	19.7740	7.34E-02	-5.60E-05	1.72E-08	37.347	0.848609733	0
28.013	22.13027	27.1400	0.00927400	-0.00001381	0.00000001	28.895	1.03149469	0.814881
								1.008

V _r ⁰ (m ³ /kg)	h _a (kJ/kg) teorico	h _a (kJ/m ³)	h _{real} (kJ/kg)	h _{real} (kJ/m ³)	α _h =
18.889	16.648	38.819	19.038	44.392	1.144

$$h_a^0 = V^0 C_{pa}$$

$$h_a^0 = V_{real} C_n$$

CAPITULO V. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA CAMARA DE COMBUSTION DE INNOPHOS

$$h_{gc} = C_{pm} T_m \quad q_{gases} = (h_{gpc} - \alpha_g h_{air})(100 - Q_2) / Q_{disp.}$$

$$h_{gpc} = V_{RO_2} H_{p_{CO_2}} + V_{N_2}^0 H_{p_{N_2}} + V_{H_2O}^0 H_{p_{H_2O}} \quad h_{gpc} = h_{gc}^0 + (\alpha_h - 1)h_a^0 + h_{cen}$$

$$V_{RO_2}^0 = 1.029 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ comb.}$$

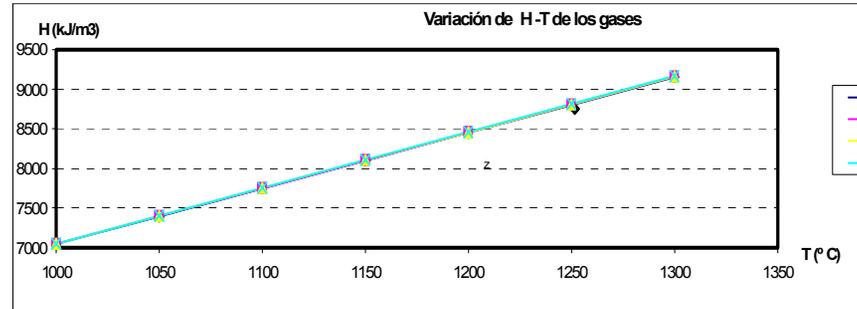
$$V_{N_2}^0 = 13.049 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ comb.}$$

$$V_{H_2O}^0 = 0.413 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ comb.}$$

$$h_{air} = 44.392 \text{ kJ/m}^3$$

$$\alpha_h = 1.144$$

T (°K)	ENTRADA PRODUCTOS DE LA COMBUSTION (pc)			Exceso de aire			
	CO ₂	N ₂	H ₂ O	1	1.1	1.144	1.2
1000.00	153.1411	527.1201	16.7399	7042.7005	7047.1398	7049.0735	7051.5790
1050.00	160.7982	553.4761	17.5769	7394.8356	7399.2748	7401.2086	7403.7141
1100.00	168.4552	579.8321	18.4139	7746.9706	7751.4098	7753.3436	7755.8491
1150.00	176.1123	606.1881	19.2509	8099.1056	8103.5449	8105.4786	8107.9841
1200.00	183.7693	632.5441	20.0879	8451.2407	8455.6799	8457.6136	8460.1191
1250.00	191.4264	658.9001	20.9249	8803.3757	8807.8149	8809.7487	8812.2542
1300.00	199.0834	685.2561	21.7619	9155.5107	9159.9499	9161.8837	9164.3892



BALANCE DE ENERGIA

CALOR FISICO DEL COMBUSTIBLE

$$T = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_p = 2.750 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$Q_{in}^s = 4784.020 \text{ kW}$$

$$Q_{in}^s = 4784.020 \text{ MW}$$

$$\rho = 1.961 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Flujo de gas} = 0.125 \text{ m}^3/\text{seg}$$

CALOR FISICO DEL COMBUSTIBLE

$$Q = 77.006 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = 18.879 \text{ kW} \quad Q = C_p T$$

CALOR INTRODUCIDO POR EL AIRE

$$Q_{air} = \alpha V^0 C_p \Delta t$$

$$Q_{air} = 380.768 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{air} = 3702.326 \text{ kW}$$

$$Q_{air} = 3.702 \text{ MW}$$

Aire
precalentado

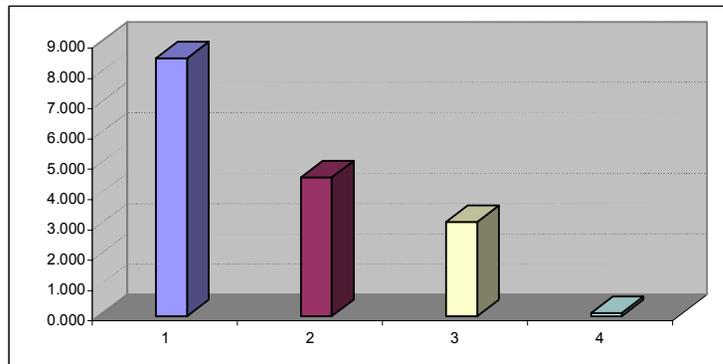
CALOR DISPONIBLE DEL COMBUSTIBLE

$$Q_{comb.} = 8505.225 \text{ kW}$$

$$Q_{comb.} = 8.505 \text{ MW} \quad Q_{comb.} = Q_c + Q_m + Q_{air}$$

CAPITULO V. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA CAMARA DE COMBUSTION DE INNOPHOS

Q disponible **8.505**
Q^s_{in} **4.5841**
Q_{Rad.} **3.1072**
Q perdido **0.0944**



Temp. Interfase °C		PROPUESTA			
T ₂ =	1086.600899	766.2834	W/m ²	T ₂ =	1170.1448
T ₃ =	607.0550424			T ₃ =	1055.6999
T ₄ =	100.8677496			T ₄ =	571.73138
T ₅ =	100			T ₅ =	60.875753
				T ₆ =	60
		40561.3016	W		
		40.5613	kW		
		0.0406	MW		

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El objetivo de este trabajo fue el de efectuar un análisis energético y exergetico de una cámara de combustión para evaluar su eficiencia energética y exergetica por medio de una caracterización y por consiguiente determinar la máxima cantidad de calor generado por el combustible y las pérdidas que se generan en dicho equipo.

La ventaja de un análisis exergetico es que se pueda determinar las condiciones de operación de un equipo de tal forma que podemos determinar que tan eficiente es y como se puede controlar las variables de operación para mejorar su eficiencia, logrando de esta manera su optimización en el consumo excesivo de combustible por descontrol del proceso de la combustión.

Todo análisis exergetico permite detectar las áreas de oportunidades de ahorro energético, así como desarrollo de proyectos de mejoras en la expansión de capacidad de producción en una planta química, controlando el consumo de combustible y reduciendo los costos de producción por mantenimiento.

En los sistemas térmicos es de suma importancia desarrollar un simulador o software que permita evaluar las condiciones de operación de un proceso para poder manipular las variables y de esta manera optimizar el consumo de combustible por medio de parametrizaciones en el equipo de estudio para evaluar el calor aprovechado.

En el presente proyecto se desarrolló un software que permite efectuar un balance exergetico en la cámara de combustión, de tal forma que evalúa las diferentes propiedades termodinámicas, por medio de una caracterización de las variables en la cámara de combustión, determina el calor máximo transferido por el combustible a partir de sus propiedades termofísicas, así como determinar el calor total aprovechado por la radiación de los productos de la combustión, se determina el

calor transferido al medio ambiente en función de la temperatura de la flama y características geométricas y de materiales de construcción de dicho equipo, se evalúa la pérdida de calor por los gases de escape el cual permite calcular el calor aprovechado en el proceso.

El software permite calcular el calor generado en la cámara de combustión en función del flujo de combustible, dichas variables indican el comportamiento de la eficiencia energética en el equipo, de tal forma que se puede caracterizar los índices de costos de producción y mantenimiento, y por consiguiente optimizar la eficiencia energética en la cámara de combustión.

Como se puede observar el gas natural se esta aprovechando adecuadamente y esto se ve reflejado en la eficiencia exergetica, aunque se puede tratar de mejorar mas, pudiendo introducir el aire a una mayor temperatura para mejorar la eficiencia.

En la actualidad toda empresa consumidora de energéticos se ve obligada a evaluar sus equipos de proceso para medir su rendimiento y desarrollar proyectos de ahorro de energía, para reducir costos de operación así de esta manera los mantiene en el mercado internacional y por consiguiente los lleva a ser empresas de alta competitividad a escala mundial y así contribuir en el desarrollo sustentable.

APENDICES

APENDICE 1. Entalpias y exergias de formacion

Substance	Formula	State	Molar mass kg/kmol	Entalpia Kj/Kmol	Exergia kj/kmol
Nitrogen	N ₂	g	28.0134	0	720
Oxigen	O ₂	g	31.9988	0	3970
carbon dioxide	CO ₂	g	44.0095	0	19870
water	H ₂ O	g	18.01534	0	9500
water	H ₂ O	l	18.01534	-44012	900
carbon (graphite)	C	s	12.01115	393509	410260
Hydrogen	H ₂	g	2.01594	241818	236100
Sulfur	S	s	32.064	725420	609600
Carbon monoxide	CO	g	28.0105	282984	275100
Sulfur dioxide	SO ₂	g	64.0628	428590	313400
Nitrogen monoxide	NO	g	30.0061	90250	88900
Nitrogen dioxide	NO ₂	g	46.0055	33180	55600
Hydrogen sulfide	H ₂ S	g	34.08	946610	812000
Ammonia	NH ₃	g	17.0305	316620	337900
Oxigen	O	g	15.9994	249170	233700
Hydrogen	H	g	1.00797	338874	331300
Methane	CH ₄	g	16.04303	802330	831650
Acetylene	C ₂ H ₂	g	26.03824	1255600	1265800
Ethylene	C ₂ H ₄	g	28.05418	1323100	1361100
Ethane	C ₂ H ₆	g	30.07012	1427790	1495840
propylene	C ₃ H ₆	g	42.08127	1927700	2003900
propane	C ₃ H ₈	g	44.09721	2045400	2154000
n-butane	C ₄ H ₁₀	g	58.1243	2658400	2805800
n-pentane	C ₅ H ₁₂	g	72.15139	3274300	3463300
benzene	C ₆ H ₆	g	78.11472	3171600	3303600
octane	C ₈ H ₁₈	g	114.2326	5074400	5413100

APENDICE 2. Propiedades termofísicas de sustancias puras

Formula	Masa Molec. kg/kmol	Temp. Fusión K	Temp. Ebul. K	Temp. Crítica K	Pres. Crítica bar	Vol. Crítico cm ³ /mol	Compres. Crítica (Z _c)	Factor Acentric (ω)	Momento Dipolar Debyes (DIPM)	VISCOSIDAD LIQUIDA log (μ)= B*(1/T-1/C)		ΔH FORM. (Gas ideal 298K)		H VAPORIZ. (TB)	
										T en [K], μ en cp	(B)	(C)	(ΔH _f)	(ΔG _f)	(ΔH _v)
AIBr3	266.694	370.7	528.0	763.0	28.9	310.0	0.141	0.399	5.0			-423.300	-452.200		
AlCl3	133.341	467.0	453.0	620.0	26.3	259.0	0.132	0.660	2.0			-584.900	-570.400		
AlI3	407.697	464.0	655.0	983.0		408.0			2.3			-205.200	-253.100		
Ar	39.948	83.8	87.3	150.8	48.7	74.9	0.291	0.001	0.0	107.57	58.76	0.000	0.000	6.527	
As	74.922		888.0	1673.0	223.0	34.9	0.056	0.121				0.000	0.000		
AsCl3	181.281	264.7	403.0	654.0		252.0			1.6						
BBr3	250.568	227.0	364.0	581.0		272.0			0.0			-204.300	-231.200		
BCl3	117.191	165.9	285.8	455.0	38.7	239.5	0.245	0.140	0.0			-403.200	-388.200		
BF3	67.805	146.5	172.0	260.8	49.9	114.7	0.264	0.393	0.0			-1136.000	-1120.000	25.690	
BI3	391.550	323.1	483.0	773.0		356.0						71.180	20.890		
Br2	159.808	266.0	331.9	588.0	103.0	127.2	0.268	0.108	0.2	387.82	292.79	30.930	3.136	30.167	
BrI	206.813	315.0	389.0	719.0		139.0			1.2			409.100	3.714		
Br3P	270.723	233.0	446.1	711.0		300.0			0.5			-128.500	-157.500		
Br4Si	347.702	278.6	427.0	663.0		382.0			0.0			-415.900	-432.400		
Br4Ti	367.536	312.0	503.0	795.7		391.0						-550.600	-569.500		
ClFO3	102.448	125.5	226.4	368.4	53.7	160.8	0.282	0.170	0.0			-21.440	50.620		
ClF2N	87.456		207.0	337.5	51.5			0.154							
ClF2P	104.423		225.9	362.4	45.2			0.164							
ClF2PS	136.489		279.0	439.2	41.4			0.202							
ClF5	130.443		260.0	416.0	52.7	233.0	0.355	0.216				-238.600	-146.900		
NOCl	65.459	213.5	267.7	440.0					1.8			52.630	66.990	25.690	
Cl2	70.906	172.2	239.2	416.9	79.8	123.8	0.285	0.090	0.0	191.96	172.55	0.000	0.000	20.418	
Cl2FP	120.878		287.0	463.0	49.6			0.174							
Cl3P	137.333	161.0	349.1	563.0		264.0			0.9			-271.300	-257.700		
Cl4Si	169.898	204.3	330.8	508.1	35.9	325.7	0.277	0.232	0.0			-657.700	-617.800	27.531	
Cl4Ti	189.712	243.0	409.6	638.0	46.6	339.2	0.298	0.268	0.0			-763.700	-727.200		
Cl5P	208.260	148.0	433.0	646.0					0.8			-342.900	-278.500		
D2	4.032	18.7	23.6	38.2	16.5	60.3	0.313	-0.137	0.0	19.67	0.00	0.000	0.000	1.222	
D2	4.032	18.6	23.5	38.4	16.6			-0.160	0.0			0.000	0.000		
D2O	20.031	277.0	374.6	644.0	216.6	55.6	0.225	0.351	1.9	757.92	304.58	-249.400	-234.800	41.338	
FNO2	65.003		213.2	349.5					0.5			-108.900	-66.490		
F2	37.997	53.5	85.0	144.3	52.2	66.3	0.288	0.054	0.0	84.20	52.52	0.000	0.000	6.527	
F2N2	66.010		167.5	272.0	70.9			0.252				68.660	108.800		
F2N2	66.010		161.7	260.0	55.7			0.217				81.220	120.500		
F2O	53.995	50.0	128.4	215.0	49.6				0.2			24.530	41.780		
F2Xe	169.296		387.5	631.0	93.2	148.6	0.264	0.317							
F3N	71.002	66.4	144.4	234.0	45.3			0.135	0.2			-131.600	-90.100		
F3NO	87.001		186.0	303.0	64.3	146.9	0.375	0.212				-163.300	-96.460		
F3P	87.968		178.0	271.2	43.3			0.326				-937.800	-925.300		
F3PS	120.034		220.9	346.0	38.2			0.187	0.6			-992.000	-974.300		
F4N2	104.016	105.0	199.0	309.0	37.5			0.206	0.3			-8.374	79.880		
F4S	108.058	152.0	232.7	364.0					1.0			-781.300	-740.600		
F4Si	104.090	183.0	187.0	259.0	37.2			0.753	0.0			-1616.000	-1574.000		
F4Xe	207.292	387.0	388.9	612.0	70.4	188.6	0.261	0.357				-187.600			
F6S	146.054	222.5	209.6	318.7	37.6	198.8	0.282	0.286	0.0	251.29	180.75	-1222.000	-1118.000		
F6U	352.018	337.0	329.0	505.8	46.6	250.0	0.277	0.318	0.0			-2139.000	-2060.000		
He	3.017		3.19	3.31	1.14	72.9	0.302	-0.473	0.0			0.000	0.000		
He	4.003		4.25	5.19	2.27	57.4	0.302	-0.365	0.0			0.000	0.000	0.092	
Hg	200.610	234.3	630.0	1765.0	1510.0	42.7	0.439	-0.167				61.340	31.860		
I2	253.820	386.8	457.5	819.0		155.0			1.3	559.62	520.55	62.470	19.380	41.840	
I4Si	535.706	393.7	560.5	944.0		558.0						-110.500	-159.800		
I4Ti	555.520	423.0	650.0	1040.0		505.0						-277.500	-328.200		
Kr	83.800	115.8	119.9	209.4	55.0	91.2	0.288	0.005	0.0			0.000	0.000	9.661	
NO	30.006	109.5	121.4	180.0	64.8	57.7	0.250	0.588	0.2			90.430	86.750	13.807	
NO2	46.006	261.9	294.3	431.0	101.0	167.8	0.473	0.834	0.4	406.20	230.21	33.870	52.000	19.058	

BIBLIOGRAFÍA

1. Avallone, Eugene A.; Baumeiter III, Theodore. Marks manual del ingeniero Mecánico, 9ª edición, Mc Graw Hill, México.
2. Atreya, Arvind. Development of a highly preheat combustion air system without oxigen enrichment, U.S. Department of energy.
3. Aziz, A. Conduction heat transfer, heat transfer handbook. Gonzaga University, Sponake Washington.
4. Babcox & Wilcox. Steam, its generation and use. 40th, Mc Dermont Company.
5. Bejan, Adrian. Advanced Engineering Thermodynamics. John Wiley & Sons, inc. 1988, Canada.
6. Brizuela, E., Romano, S.D. Combustión, Departamento de Ingeniería Mecánica y Naval". Facultad de Ingeniería, UBA año 2003.
7. Cengel – Boles. Termodinámica. Mc Graw Hill, 4ª edición, 2003, USA.
8. DOE Fundamental Handbook. Thermodynamics, heat transfer, and fluid flow. U.S. Department of energy, Washington, D.C.
9. Harbison-Walker. Refractories, Fabricantes de refractarios, Monterrey México
10. Holman J. P. Transferencia de calor CECSA.
11. Isachenko, V.; Osipova, Sukomel. Transmisión de calor. Marcombo, Moscú, URSS.
12. Karlekar, R.M. Desmond. Transferencia de Calor". 1985, Editorial Interamericana.
13. Krasnoschiokov, A.S. Sukomiel. Problemas de termotransferencia, 1987, Editorial Mir Moscú.
14. Kern, Donald Q. Procesos de Transferencia de Calor, CECSA, 1999.
15. Lienhard IV, John. A Heat transfer textbook. Third edition, Cambridge Massachusets.

16. Norma Oficial Mexicana, NOM-002-Enero 1995.
17. Norma Oficial Mexicana, NOM-009, Enero 1995.
18. North American Combustion Handbook. 1978, USA.
19. Pankrátov G. Problemas de termotecnia, Editorial Mir Moscú, 1986
20. Pavlov, Romankov, Noskov. Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química, 1976, Editorial Mir Moscú.
21. Ramírez Mesa, Roberto. Monografías de combustibles y combustión, Impreso en México, Agosto del 2003.
22. Ramírez Mesa, Roberto. Monografías de pruebas termotécnicas en Calderas y hornos, Impreso en México, Septiembre del 2003.
23. Rhodia Fosfatados de México. Manual de la empresa, página de intranet.
24. Rhodia Fosfatados de México. Manual de operación de la planta de Tripolifosfato de sodio (STPP).
25. Stephen Borg, E. and Harper. Samuel E. A fiber optic probe design for combustion chamber flame detection applications. NASA/TM-2001-211233.
26. Tanquero, Nelson; Aballe, Luís M.; Reyes, Nelson. Guía Metodologica para proyectos de generadores de vapor, La Habana, Cuba.
27. Thomas Velásquez, Fernando. Prospectiva de la investigación y el desarrollo tecnológico del sector petrolero del año 2025, IMP.
28. Welty James R. Engineering Heat transfer. 1988, John Wiley & Sons. Inc.
29. Woudstra, Nico. Efficiency of combustion Delf University of technology thermal power engineering.
30. Sin autor. Combustion Research and development office of energy.
31. Sin autor. Efficiency and renewable energy. U.S. Department of energy.
32. Sin autor. Combustion, industry of the future. U.S. Department of energy.

33. Sin autor. Fiscal year 2004 annual report. U.S. Department of energy.
34. Sin autor. Combustibles y su combustión. Manuales técnicos y de instrucción, Centro de estudios de la energía, Comisión Nacional de la energía, Madrid.