

**EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LOS TRENES DE COMPRESIÓN DE AIRE I, II Y III DE LA  
PLANTA DE ÁCIDO NÍTRICO DE LA EMPRESA DE ABOCOL**

**JORGE LUIS ARROYO PATERNINA**

**LAURA MARCELA MANCILLA MUNEVAR**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**CARTAGENA DE INDIAS D. T. y C.**  
**2013**

**EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LOS TRENES DE COMPRESIÓN DE AIRE I, II Y III DE LA  
PLANTA DE ÁCIDO NÍTRICO DE LA EMPRESA DE ABOCOL**

**JORGE LUIS ARROYO PATERNINA**  
**LAURA MARCELA MANCILLA MUNEVAR**

**Tesis de Grado presentada como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico**

**Director**

**PhD, MSc, ME, Esp., Bch**

**BIENVENIDO SARRÍA LÓPEZ**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**CARTAGENA DE INDIAS D. T. y C.**  
**2013**

Señores

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**

Facultad de Ingeniería Mecánica

Comité Evaluador de Trabajos de Grado

Cordial Saludo.

Por medio de la presente, nos permitimos someter a su consideración la tesis titulada **“EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LOS TRENES DE COMPRESIÓN DE AIRE I, II Y III DE LA PLANTA DE ÁCIDO NÍTRICO DE LA EMPRESA DE ABOCOL”**, de los estudiantes JORGE LUIS ARROYO PATERNINA y LAURA MARCELA MANCILLA MUNEVAR, para optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

---

JORGE LUIS ARROYO PATERNINA  
C.C. 1143351712

---

LAURA MARCELA MANCILLA MUNEVAR  
C.C. 1047435173

Señores

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**

Facultad de Ingeniería Mecánica

Comité Evaluador de Trabajos de Grado

Cordial Saludo.

Por medio de la presente, me permito someter a su consideración la tesis con título **“EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LOS TRENES DE COMPRESIÓN DE AIRE I, II Y III DE LA PLANTA DE ÁCIDO NÍTRICO DE LA EMPRESA DE ABOCOL”**, elaborada por los estudiantes JORGE LUIS ARROYO PATERNINA y LAURA MARCELA MANCILLA MUNEVAR, en el que me desempeño como Director.

Cordialmente,

---

PhD. BIENVENIDO SARRÍA  
Director de Trabajo de Grado.

Nosotros JORGE LUIS ARROYO PATERNINA y LAURA MARCELA MANCILLA MUNEVAR, mayores de edad y domiciliados en la ciudad de Cartagena D. T. y C. e identificados como consta al pie de la presente, de manera libre y espontánea, manifestamos en este documento nuestra voluntad de ceder a la **UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR** los derechos patrimoniales, consagrados en el artículo 72 de la ley 23 de 1982 sobre Derechos de Autor, del trabajo final denominado **EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LOS TRENES DE COMPRESIÓN DE AIRE I, II Y III DE LA PLANTA DE ÁCIDO NÍTRICO DE LA EMPRESA DE ABOCOL** producto de nuestra actividad académica para optar al título de **INGENIERO MECÁNICO** de la Universidad Tecnológica de Bolívar.

La Universidad Tecnológica de Bolívar, entidad académica sin ánimo de lucro, queda por lo tanto facultada para ejercer plenamente los derechos anteriormente cedidos en su actividad ordinaria de investigación, docencia y extensión. La cesión otorgada se ajusta a lo que establece la Ley 23 de 1982. Con todo, en nuestra condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada con arreglo al artículo 30 de la Ley 23 de 1982. En concordancia suscribo este documento que hace parte integral del trabajo antes mencionado y entrego al Sistema de Bibliotecas de la Universidad Tecnológica de Bolívar.

Dado en la ciudad de Cartagena de Indias D. T. y C., a los 28 días del mes de mayo de 2013.

---

JORGE LUIS ARROYO PATERNINA  
C.C. 1143351712

---

LAURA MARCELA MANCILLA MUNEVAR  
C.C. 1047435173

Nota de aceptación

---

---

---

---

---

---

---

Firma del Presidente del Jurado.

---

Firma del Jurado

---

Firma del Jurado

Cartagena de Indias D. T. y C. Mayo de 2013

*A Dios gracias por darnos la vida, la oportunidad de pertenecer a esta Universidad y el privilegio de estudiar esta gran carrera; que con ella dimos concluida esta labor investigativa con éxito, a Él todo nuestro amor.*

*A nuestros padres por ser cimiento principal en nuestra formación, por brindarnos una educación llena de valores, de perseverancia, transparencia y de amor. Este trabajo es gracias a su apoyo incondicional.*

*A nuestros hermanos, Natalia, Ana Sofía, Jorge, María Elena, por el apoyo, la complicidad y por compartir momentos inolvidables.*

*A nuestros amigos, Luis, Alfonso, Stephanie, William, Julián, Triana y José que estuvieron presentes en nuestros momentos, y siempre nos apoyaron.*

## **AGRADECIMIENTOS**

Expresamos nuestros agradecimientos a:

PhD. **Bienvenido Sarría**, por el conocimiento que nos compartió en nuestro pregrado, sus enseñanzas y consejos que fueron de gran valor a la hora de empezar nuestra investigación, por su dedicación y confianza.

A todo el cuerpo docente de la Universidad Tecnológica de Bolívar, porque gracias a su empeño y dedicación, estamos culminando nuestra etapa de formación profesional con éxito.

A ABOCOL por abrirnos sus puertas, especialmente a los ingenieros **Luis Fernando Lesmes** y **Olmedo Ochoa**, gracias por dedicarnos su tiempo y conocimiento para la realización de esta labor investigativa.

A nuestra familia y seres queridos que sin su apoyo nada de esto sería posible, especialmente a nuestros padres: Janneth Munevar, Elena Paternina, Jorge Arroyo, por ser testigos de cada uno de nuestros días, por el esfuerzo de darnos lo mejor de ellos, por su apoyo incondicional, por su ejemplo intachable de amor y sacrificio. A ellos nuestro amor y gratitud.

A nuestros maravillosos amigos, que nos demostraron amistad verdadera, compartiendo momentos inolvidables, apoyándonos en cada uno de nuestros pasos de nuestra formación profesional, dándonos su confianza y cariño.

## Contenido

LISTADO DE ILUSTRACIONES .....	13
LISTADO DE GRÁFICAS .....	14
LISTADO DE TABLAS .....	15
INTRODUCCIÓN .....	17
JUSTIFICACIÓN .....	22
PROBLEMA ABORDADO .....	25
OBJETIVOS GENERALES .....	27
OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	28
1. ESTADO DEL ARTE DE LOS TRENES DE COMPRESIÓN DE LAS PLANTAS DE ÁCIDO NÍTRICO NAN I, II Y III .....	29
1.1. TREN DE COMPRESIÓN .....	29
1.2. COMPRESORES, TURBINAS A VAPOR, EXPANDER DE GASES CALIENTES, CONDENSADORES, INTERCOOLERS Y TORRES DE ENFRIAMIENTO .....	30
1.2.1. COMPRESORES .....	30
1.2.2. TURBINAS DE VAPOR .....	33
1.2.3. EXPANDER DE GASES CALIENTES .....	33
1.2.4. CONDENSADORES .....	34
1.2.5. INTERCOOLERS .....	35
2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO .....	37
2.1. METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL COMPRESOR DE AIRE .....	37
2.1.1. TRABAJO REAL DEL COMPRESOR DE AIRE .....	38
2.1.2. TRABAJO ISENTRÓPICO DEL COMPRESOR DE AIRE .....	38
2.1.3. EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
2.2. METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LA TURBINA DE VAPOR .....	40
2.2.1. CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR .....	40
2.2.2. CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE VAPOR .....	41
2.2.3. CÁLCULO DEL CONSUMO DE CALOR DE LA TURBINA .....	42

2.2.4.	CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR DE LA TURBINA.....	42
2.2.5.	CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE LA TURBINA .....	42
2.3.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL EXPANDER.....	43
2.3.1.	CÁLCULO DE LOS GASES DE COLA .....	43
2.3.2.	TRABAJO DEL EXPANDER.....	46
2.3.3.	TRABAJO AL COMPRESOR .....	46
2.3.4.	EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL EXPANDER .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
2.4.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LOS INTERCOOLERS .....	47
2.4.1.	CÁLCULO DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LOS INTERCOOLERS .....	48
2.4.2.	CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MÁXIMA POSIBLE .....	48
2.5.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL CONDENSADOR .....	48
2.5.1.	CÁLCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA .....	48
2.5.2.	CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL AGUA DE ENFRIAMIENTO .....	49
2.5.3.	CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EFECTIVO .....	49
2.5.4.	CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO .....	50
2.5.5.	CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL AGUA EN LOS TUBOS.....	50
2.5.6.	CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CONDENSADOR .....	51
2.5.7.	CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL TREN DE COMPRESIÓN .....	51
3.	EJEMPLO DE CÁLCULO NAN I .....	52
3.1.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL COMPRESOR DE AIRE.....	52
3.1.1.	TRABAJO REAL DEL COMPRESOR DE AIRE.....	52
3.1.2.	TRABAJO ISENTRÓPICO DEL COMPRESOR DE AIRE .....	53
3.1.3.	EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
3.2.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL EXPANDER.....	53
3.2.1.	CÁLCULO DE LOS GASES DE COLA .....	53
3.2.2.	TRABAJO DEL EXPANDER.....	56
3.2.3.	TRABAJO AL COMPRESOR .....	56
3.2.4.	EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL EXPANDER .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>

4.	EJEMPLO DE CÁLCULO NAN 2 .....	57
4.1.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL COMPRESOR DE AIRE.....	57
4.1.1.	TRABAJO REAL DEL COMPRESOR DE AIRE.....	57
4.1.2.	TRABAJO ISENTRÓPICO DEL COMPRESOR DE AIRE.....	58
4.1.3.	EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR..... <b>¡Error! Marcador no definido.</b>	
4.2.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LA TURBINA DE VAPOR.....	58
4.2.1.	CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR.....	58
4.2.2.	CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE VAPOR .....	59
4.2.3.	CÁLCULO DEL CONSUMO DE CALOR DE LA TURBINA .....	59
4.2.4.	CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR DE LA TURBINA.....	59
4.2.5.	CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE LA TURBINA .....	60
4.3.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL EXPANDER.....	60
4.3.1.	CÁLCULO DE LOS GASES DE COLA .....	60
4.3.2.	TRABAJO DE LA TURBINA DE GAS.....	62
4.3.3.	TRABAJO AL COMPRESOR .....	63
4.3.4.	EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL EXPANDER .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
4.4.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LOS INTERCOOLERS .....	63
4.4.1.	CÁLCULO DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LOS INTERCOOLERS .....	64
4.4.2.	CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MÁXIMA POSIBLE .....	64
5.	EJEMPLO DE CÁLCULO NAN 3 .....	65
5.1.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL COMPRESOR DE AIRE.....	65
5.1.1.	TRABAJO REAL DEL COMPRESOR DE AIRE.....	65
5.1.2.	TRABAJO ISENTRÓPICO DEL COMPRESOR DE AIRE.....	66
5.1.3.	EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR..... <b>¡Error! Marcador no definido.</b>	
5.2.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LA TURBINA DE VAPOR.....	67
5.2.1.	CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR.....	67
5.2.2.	CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE VAPOR .....	67
5.2.3.	CÁLCULO DEL CONSUMO DE CALOR DE LA TURBINA .....	67
5.2.4.	CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR DE LA TURBINA.....	68

5.2.5.	CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE LA TURBINA .....	68
5.3.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL EXPANDER.....	68
5.3.1.	CÁLCULO DE LOS GASES DE COLA .....	68
5.3.2.	TRABAJO DEL EXPANDER.....	71
5.3.3.	TRABAJO AL COMPRESOR .....	71
5.3.4.	EFICIENCIA DE LA TURBINA DE GAS .....	71
5.4.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LOS INTERCOOLERS .....	72
5.4.1.	CÁLCULO DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LOS INTERCOOLERS .....	72
5.4.2.	CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MÁXIMA POSIBLE .....	72
5.4.	METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL CONDENSADOR .....	73
5.4.1.	CÁLCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA .....	73
5.4.2.	CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL AGUA DE ENFRIAMIENTO .....	74
5.4.3.	CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EFECTIVO .....	74
5.4.4.	CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO .....	74
5.4.5.	CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL AGUA EN LOS TUBOS.....	75
5.4.6.	CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE TRASNFERENCIA DE CALOR DEL CONDENSADOR .....	75
6.	RESULTADOS.....	75
6.1.	INDICADORES ENERGÉTICOS DEL COMPRESOR DE AIRE.....	76
6.1.1.	COMPRESOR DE AIRE NAN I .....	76
6.1.2.	COMPRESOR DE AIRE NAN II .....	77
6.1.3.	COMPRESOR DE AIRE NAN III .....	78
6.2.	INDICADORES ENERGÉTICOS DE LA TURBINA DE VAPOR.....	79
6.2.1.	TURBINA DE VAPOR NAN II .....	79
6.2.2.	TURBINA DE VAPOR NAN III .....	80
6.3.	INDICADORES ENERGÉTICOS DEL EXPANDER.....	82
6.3.1.	EXPANDER NAN I .....	82
6.3.2.	EXPANDER NAN II .....	83
6.3.3.	EXPANDER NAN III .....	84

6.4.	INDICADORES ENERGÉTICOS DE LOS INTERCOOLERS .....	85
6.4.1.	INTERCOOLER 1 NAN II .....	85
6.4.2.	INTERCOOLER 2 NAN II .....	86
6.4.3.	INTERCOOLER 1 NAN III .....	87
6.4.4.	INTERCOOLER 2 NAN III .....	88
6.5.	ESTUDIO ENERGÉTICO DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE .....	89
6.6.	TREN DE COMPRESIÓN NAN I .....	89
6.7.	TREN DE COMPRESIÓN NAN II .....	90
6.8.	TREN DE COMPRESIÓN NAN III .....	90
7.	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	90
	CONCLUSIONES.....	102
	RECOMENDACIONES .....	103
	BIBLIOGRAFIA .....	103
	ANEXOS.....	104
	NAN I.....	104
	NAN II.....	107
	NAN III.....	113

## **LISTADO DE ILUSTRACIONES**

Ilustración 1.	Proceso de producción, Planta de ácido nítrico. Abocol.....	17
Ilustración 2.	Producción aire comprimido en el Tren de compresión.....	18
Ilustración 3.	Amoniaco líquido de la planta de amoniaco. ....	18
Ilustración 4.	Transformación de la mezcla y recuperación energética.....	19
Ilustración 5.	Proceso en la torre de absorción.....	20
Ilustración 6.	Almacenamiento del ácido nítrico.....	20
Ilustración 7.	Configuración del Tren de compresión (Turbina de vapor – Compresor – Expander).....	21
Ilustración 8.	Datos nominales NAN I.....	23
Ilustración 9.	Datos nominales NAN II.....	23
Ilustración 10.	Datos nominales NAN III.....	24

Ilustración 11. Tren de compresión de aire NAN I. ....	25
Ilustración 12. Tren de compresión de aire NAN II. ....	26
Ilustración 13. Tren de compresión de aire NAN III. ....	26
Ilustración 14. Compresor múltiples etapas NAN II. ....	32
Ilustración 15. Esquema de parámetros de entrada y de salida de una turbina de vapor. .	33
Ilustración 16. Expander de Abocol.....	34
Ilustración 17. Intercooler de la planta NAN II. ....	36
Ilustración 18. Intercooler de la planta NAN II, vista lateral. ....	37

## **LISTADO DE GRÁFICAS**

Gráfica 1. Diagramas P- v y T- s. El enfriamiento sobre el trabajo de un compresor de dos etapas. ....	31
Gráfica 2. Diagrama de la configuración del compresor de múltiples etapas. ....	32
Gráfica 3. Proceso de trabajo del vapor en la turbina de condensación en el diagrama entrópico (a. ideal, b. real) .....	40
Gráfica 4. Comparación de la eficiencia por día del tren de compresión para cada una de las NAN. ....	92
Gráfica 5. Comparación de la eficiencia por día de la Turbina de Vapor para la NAN II y NAN III.....	92
Gráfica 6. Comparación de la eficiencia isentrópica por día del Expander para las tres NAN. ....	93
Gráfica 7. Comparación de la eficiencia isentrópica por día del Compresor para las tres NAN.....	93
Gráfica 8. Consumo del motor eléctrico por día en la NAN I. ....	94
Gráfica 9. Eficiencia de los Intercoolers en la NAN II y la NAN III. ....	95
Gráfica 10. Consumo específico de vapor en la turbina por día en la NAN II y NAN III. ....	95
Gráfica 11. Comparación de la eficiencia isentrópica del New expander y el Old expander. NAN II.....	96
Gráfica 12. Consumo específico de energía vs producción de energía en la NAN I.....	97
Gráfica 13. Consumo específico de energía vs producción de energía en la NAN II después del cambio del expander. ....	97
Gráfica 14. Consumo específico de energía vs producción de energía en la NAN II antes del cambio del expander. ....	98
Gráfica 15. Consumo específico de energía vs producción de energía en la NAN III.....	98

Gráfica 16. Modelo matemático del consumo específico de energía vs producción de aire NAN I.....	99
Gráfica 17. Modelo matemático del consumo específico de energía vs producción de aire NAN II antes del cambio del expander. ....	100
Gráfica 18. Modelo matemático del consumo específico de energía vs producción de aire NAN II después del cambio del expander.....	100
Gráfica 19. Modelo matemático del consumo específico de energía vs producción de aire NAN III.....	101

## LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Composición porcentual de los componentes de los gases de cola. ....	44
Tabla 2. Constantes de componentes para determinar Cp.....	45
Tabla 3. Número de moles de Componentes de los gases. ....	54
Tabla 4. Fracción molar de los componentes de la mezcla de gases. ....	54
Tabla 5. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la entrada. ....	54
Tabla 6. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la salida. ....	55
Tabla 7. Entalpía de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada. ....	55
Tabla 8. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida. ....	56
Tabla 9. Número de moles de Componentes de los gases. ....	60
Tabla 10. Fracción molar de los componentes de la mezcla de gases. ....	61
Tabla 11. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la entrada. ....	61
Tabla 12. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la salida. ....	61
Tabla 13. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada.....	62
Tabla 14. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida. ....	62
Tabla 15. Número de moles de Componentes de los gases. ....	69
Tabla 16. Fracción molar de los componentes de la mezcla de gases. ....	69
Tabla 17. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la entrada. ....	69

Tabla 18. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la salida. .....	70
Tabla 19. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada.....	70
Tabla 20. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida. ....	70
Tabla 21. Indicadores energéticos del compresor para 7 días NAN I. ....	76
Tabla 22. Indicadores energéticos del compresor para 7 días NAN II. ....	77
Tabla 23. Indicadores energéticos del compresor para 7 días NAN III. ....	78
Tabla 24. Indicadores energéticos Turbina de vapor NAN II.....	80
Tabla 25. Indicadores energéticos turbina de vapor NAN III. ....	81
Tabla 26. Indicadores energéticos turbina de gas de NAN I. ....	82
Tabla 27. Indicadores energéticos Turbina de gas NAN II.....	83
Tabla 28. Indicadores energéticos turbina de gas NAN III. ....	84
Tabla 29. Indicadores energéticos del Intercooler 1 NAN II.....	85
Tabla 30. Indicadores energéticos del Intercooler 2 NAN II.....	86
Tabla 31. Indicadores energéticos del Intercooler 1 de la NAN III.....	87
Tabla 32. Indicadores energéticos del Intercooler 1 de la NAN III.....	88
Tabla 33. Resultados del condensador de superficie de la NAN III.....	89
Tabla 34. Eficiencia del Tren de compresión de la NAN I.....	89
Tabla 35. Eficiencia del Tren de compresión de la NAN I.....	90
Tabla 36. Eficiencia del Tren de compresión de la NAN I.....	90
Tabla 37. Promedio de indicadores NAN I.....	90
Tabla 38. Promedio de indicadores NAN II.....	91
Tabla 39. Promedio de indicadores NAN III.....	91

## INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene como fin la evaluación energética de los Trenes de Aire I, II y III de la planta de ácido nítrico.

El funcionamiento de la planta consta de un proceso productivo (Ilustración 1), el cual es:

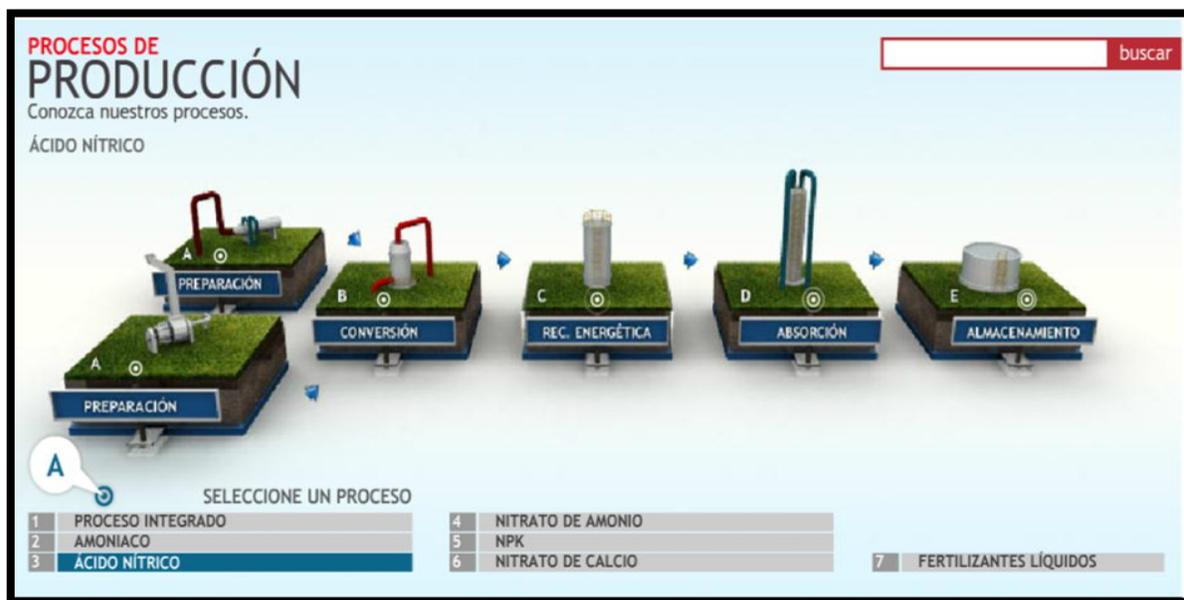


Ilustración 1. Proceso de producción, Planta de ácido nítrico. Abocol.<sup>1</sup>

- A. Preparación del aire: Captar el aire del medio ambiente para tratarlo en un sistema de compresión y así elevar su presión para posteriormente mezclarlo con el amoníaco sobrecalentado. Esto genera una mezcla apropiada para la conversión a gases nitrosos.

<sup>1</sup> Imagen tomada de la Página Web de Abocol. Procesos de producción. 3 Ácido Nítrico  
<http://www.abocol.com/>

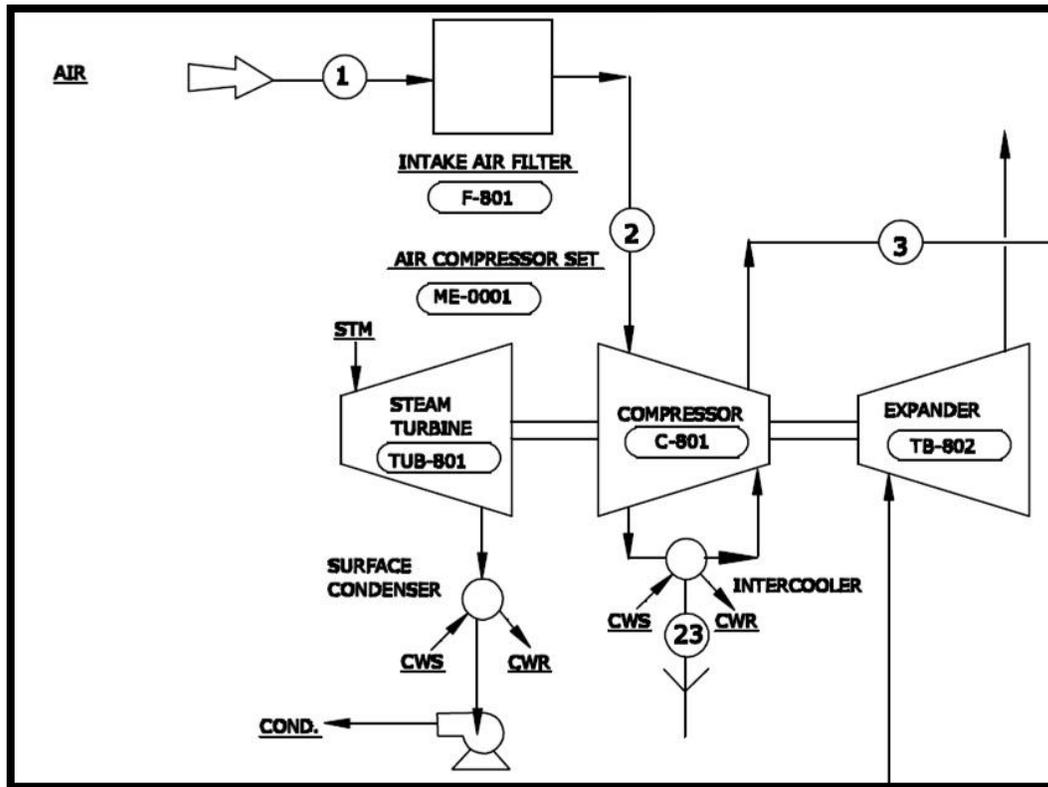


Ilustración 2. Producción aire comprimido en el Tren de compresión.

1. Preparación del amoniaco: Vaporización y sobrecalentamiento del amoniaco líquido proveniente de la planta de amoniaco, para su posterior uso en el reactor.

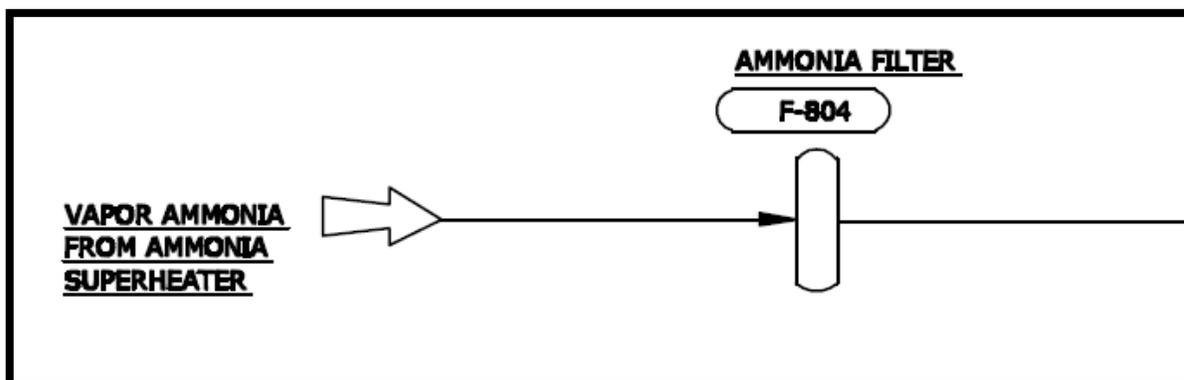


Ilustración 3. Amoniaco líquido de la planta de amoniaco.

2. Conversión: Transformación de la mezcla de amoníaco; el aire en gases nitrosos, a través de un reactor catalítico que utiliza una gasa de platino. Permite generar una corriente gaseosa rica en óxido nitroso y dióxido nitroso, componentes fundamentales en la fabricación de ácido nítrico.
3. Recuperación energética: La producción de ácido nítrico involucra reacciones altamente exotérmicas, lo cual se traduce en temperaturas de operación para el reactor con valores cercanos a los 1700°. Por ello, se hace necesario efectuar recuperaciones energéticas que permitan la degradación de esta carga térmica con el fin de favorecer la absorción y la eficiencia del proceso. Esta energía es aprovechada en los procesos de generación de vapor y calentamiento de condensados.

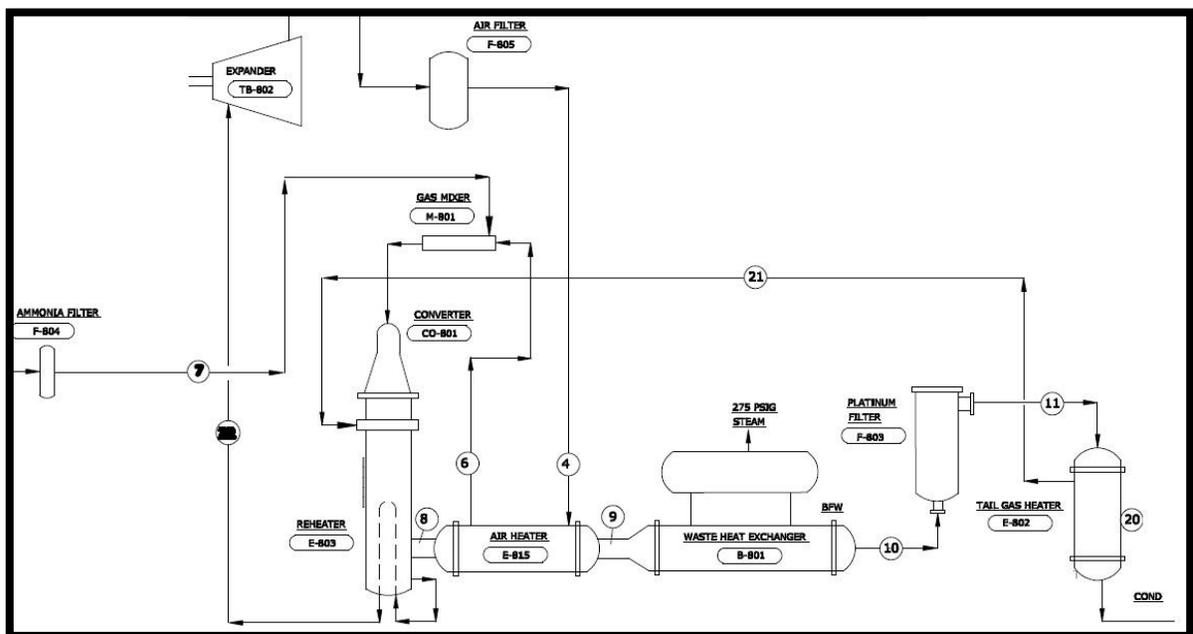


Ilustración 4. Transformación de la mezcla y recuperación energética.

4. Absorción: Inyección de gases nitrosos a la parte inferior de una torre de absorción refrigerada, mientras que por la parte superior ingresa agua desmineralizada para producir ácido nítrico a una concentración del 55% w/w.

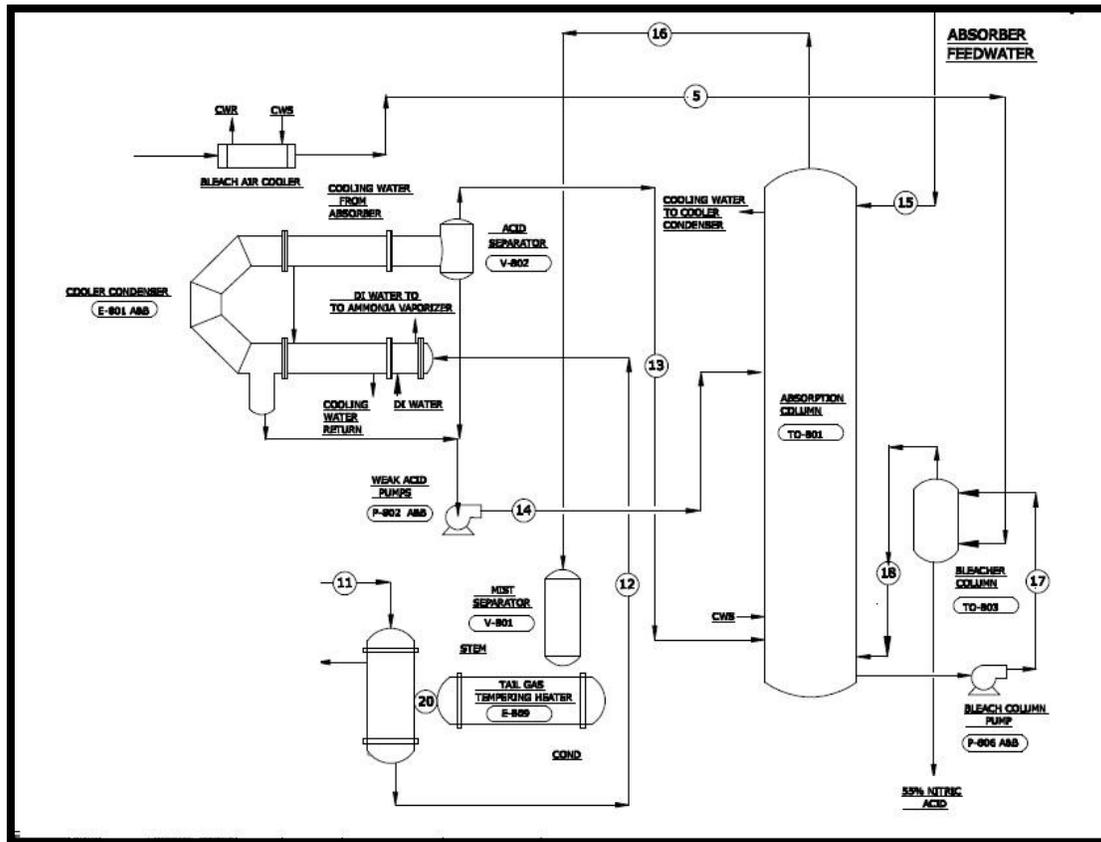


Ilustración 5. Proceso en la torre de absorción.

- Almacenamiento: Todo el ácido nítrico producido es almacenado para su posterior comercialización y/o uso en otros procesos productivos.



Ilustración 6. Almacenamiento del ácido nítrico

El objeto a evaluar es el tren de compresión de las plantas de ácido nítrico, el cual se encarga de suministrar una de las dos materias primas fundamentales (aire comprimido) para la producción de ácido nítrico.

Además se evaluará el desempeño de los equipos que intervienen en la producción de aire comprimido, como son: Intercooler y condensador.

Un tren de compresión es un compresor de aire que es impulsado por una máquina que le proporciona la energía necesaria para funcionar.

El objetivo del tren es aprovechar la energía sobrante de procesos que se llevan a cabo en la misma planta para suministrar aire comprimido a procesos de producción de ácido nítrico.

Se conocen dos configuraciones de trenes de compresión:

- Turbina de Vapor – Compresor – Expander.
- Motor Eléctrico – Compresor – Expander.

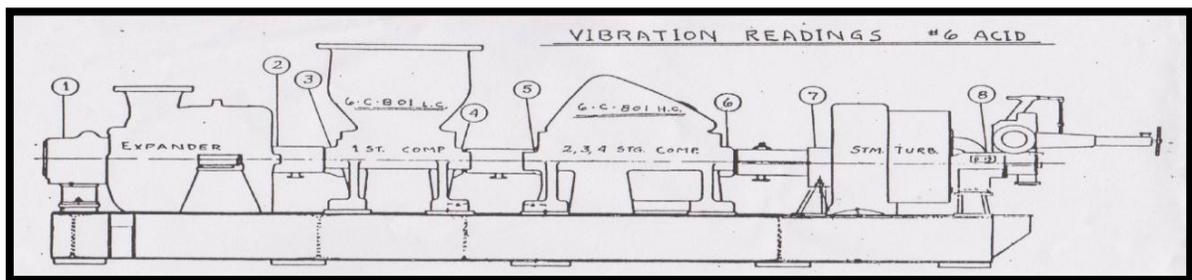


Ilustración 7. Configuración del Tren de compresión (Turbina de vapor – Compresor – Expander)

En el cuerpo del trabajo se desglosará la metodología implementada, la cual se apoyó en normas, artículos científicos, tesis de maestría y doctorado recientes (últimos 6 años) y libros con el fin de evaluar los indicadores y culminar el estudio con conclusiones que nos muestren la viabilidad energética en la configuración de los trenes.

## JUSTIFICACIÓN

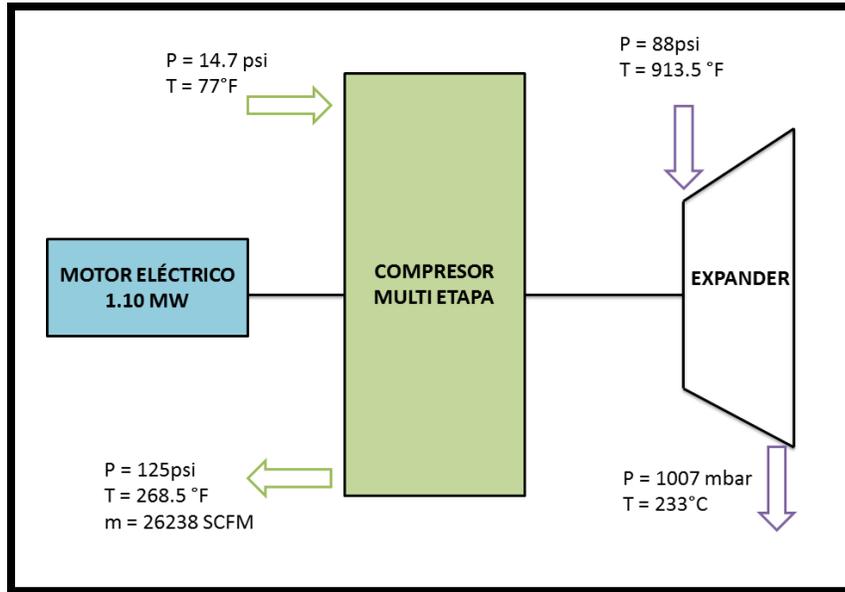
Este trabajo se ha desarrollado a solicitud de la dirección técnica de la empresa Abocol conformada por los ingenieros Luis Lesmes y Olmedo Ochoa. Consiste en realizar una evaluación energética de los trenes de compresión que se encuentran en las plantas de ácido nítrico.

La necesidad surge cuando se solicita a la dirección técnica fundamentos que justifiquen el cambio de equipos dentro de las plantas y cálculos que apoyen los cambios ya realizados, como lo es el cambio del expander en la planta de producción de ácido nítrico 2 (NAN 2).

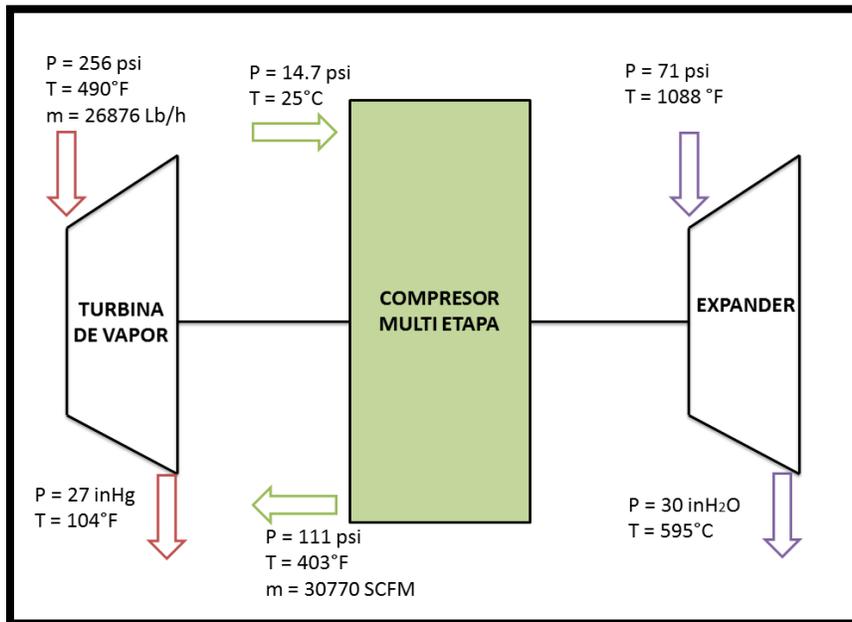
También es de utilidad para la empresa conocer que configuración de los trenes de compresión es más eficiente y de esta manera desarrollar planes de mantenimiento teniendo en cuenta la jerarquía de eficiencia entre las plantas.

De lo anterior la importancia de realizar un modelo en el que sean variables de input los parámetros de operación en dichos trenes, para análisis de funcionamiento actuales y modificaciones con parámetros de operación en un futuro.

En la empresa de Abocol la producción de ácido nítrico tiene como actores principales el aire y el amoniaco (materia prima), dicho aire se comprime en el tren y enriquece la producción tanto en calidad como en cantidad. Dicho aire se combina con el amoniaco en el proceso intermedio y produce ácido nítrico y, producto de este proceso, resulta un flujo de gases calientes compuesto de agua, nitrógeno y óxidos nitrosos. Estos últimos llamados gases de chimenea son aprovechados por un expander (una turbina a gas unida al mismo eje del compresor de aire) para producir potencia que sea aprovechada por el compresor y de esta manera disminuir el consumo de potencia suministrada por la planta para el funcionamiento del compresor de aire.



**Ilustración 8. Datos nominales NAN I.**



**Ilustración 9. Datos nominales NAN II.**

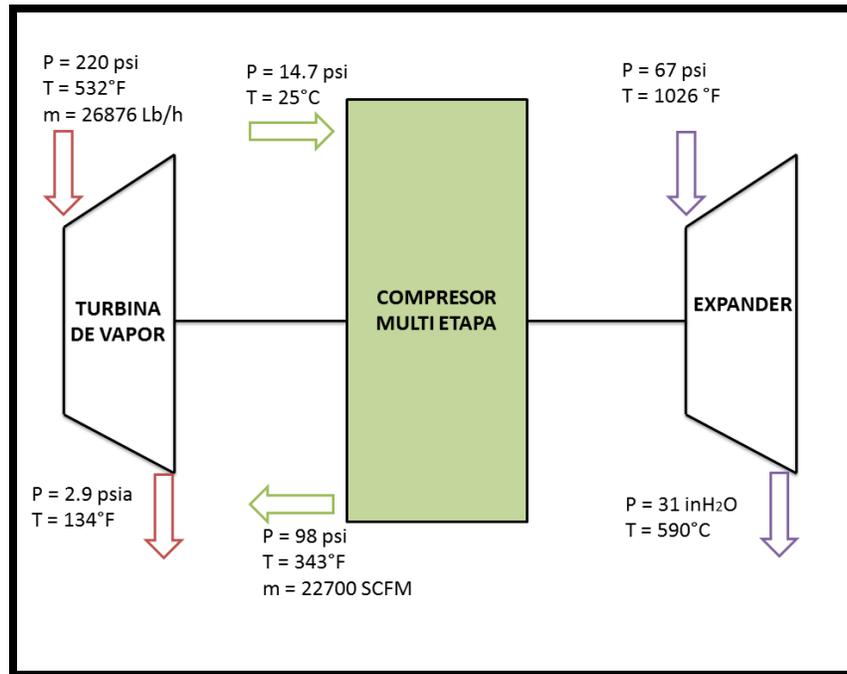


Ilustración 10. Datos nominales NAN III.

## PROBLEMA ABORDADO

Esta investigación fue realizada en la empresa Abocol en la ciudad de Cartagena – Colombia, donde nos acentuamos en las plantas de ácido nítrico NAN I, NAN II y NAN III, más específicamente en sus trenes de compresión de aire.

En la empresa Abocol no existe una evaluación del desempeño energético de ninguna de las plantas de producción de ácido nítrico. Estas evaluaciones son necesarias en proyectos de reposición de equipos como la ocurrida en Septiembre de 2012.

En esta reposición se cambió el expander de la NAN 2 y se declaró que el cambio generaba un aumento en la eficiencia del equipo y del tren en general.

Por lo tanto se hace necesario una evaluación del desempeño energético de las tres plantas para futuros proyectos de reposición y justificación del cambio hecho en la NAN 2 en septiembre de 2012.



Ilustración 11. Tren de compresión de aire NAN I.



Ilustración 12. Tren de compresión de aire NAN II.



Ilustración 13. Tren de compresión de aire NAN III.

## OBJETIVOS GENERALES

- Evaluar el desempeño energético de los trenes de compresión de las plantas que producen ácido Nítrico en Abocol en Cartagena (NAN I, NAN II, NAN III).



## OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Evaluar la eficiencia isentrópica del expander en los tres trenes de la planta (NAN I, NAN II Y NAN III).
- Evaluar la eficiencia isentrópica del compresor de múltiple etapa en los tres trenes de la planta. (NAN I, NAN II Y NAN III).
- Evaluar la efectividad de los interenfriadores de aire.
- Evaluar la eficiencia del bloque de Turbina de vapor – Condensador.
- Índice energético de la turbina de vapor y el condensador.
- Evaluar la eficiencia isentrópica antes y después del cambio del expander en la NAN II.

# 1. ESTADO DEL ARTE DE LOS TRENES DE COMPRESIÓN DE LAS PLANTAS DE ÁCIDO NÍTRICO NAN I, II Y III.

## 1.1.TREN DE COMPRESIÓN

Un tren de compresión es un compresor que comparte su eje de potencia con otros equipos que favorecen en alguna medida al proceso de compresión. Uno de los dispositivos debe ser aquel que le entregue la potencia necesaria para comprimir el fluido, entre estos podemos encontrar, una turbina a vapor o un motor eléctrico. El tercer dispositivo puede ser cualquier equipo que utilizando energía residual pueda aportar potencia al compresor.

Como todos los dispositivos están unidos por el mismo eje la potencia que aporte el tercer equipo a la compresión de aire se verá reflejada en la disminución del consumo de potencia del equipo que acciona al compresor.

En la empresa Abocol existen tres plantas de producción de ácido nítrico cada una con un tren de compresión para cumplir la tarea de la captación de aire. (NAN 1, NAN 2, NAN 3).

Existe en la planta dos tipos diferentes de configuración de los trenes de compresión, estos son:

- Motor eléctrico – Compresor – Expander: En la planta de ácido nítrico 1 (NAN1) el tren está compuesto por un compresor de aire con interenfriador de aire, un motor eléctrico que acciona al compresor y una turbina a gas que aprovecha la energía de los gases de desecho producto del proceso de producción de ácido nítrico, este aprovechamiento se representa en potencia que es cedida al compresor.
- Turbina a vapor – Compresor – Expander: En la planta de ácido nítrico 2 y 3 (NAN2 y NAN3) la configuración es la misma, un compresor de aire con interenfriamiento de aire externo, una turbina a vapor que acciona al compresor y una turbina a gas homologa a la turbina a gas de la NAN1.

La configuración de tren de compresión Motor eléctrico – Compresor - Expander la encontramos en la planta de producción de ácido nítrico 1 (NAN 1, Ilustración 11)

El motor eléctrico es alimentado con la energía eléctrica suministrada de la planta de servicios industriales.

El compresor marca Sulzer está compuesto por un compresor de múltiple etapas y un sistema de enfriamiento interno, todo en un solo bloque

La configuración del tren de compresión Turbina de Vapor – Compresor – Expander existe en las plantas de producción de ácido nítrico 2 y 3 (NAN 2 y NAN 3 ver ilustración 12 y 13 respectivamente).

En la ilustración 7 se muestra un esquema de esta configuración de trenes de compresión existentes en Abocol.

La turbina a vapor trabaja con el vapor que es producido en la planta de servicios industriales.

El compresor es un compresor de múltiple etapas con enfriamiento del aire a través de enfriadores de aire.

La planta de producción de ácido nítrico 2 tiene mayor capacidad que la planta 3.

## **1.2. COMPRESORES, TURBINAS A VAPOR, EXPANDER DE GASES CALIENTES, CONDENSADORES, INTERCOOLERS Y TORRES DE ENFRIAMIENTO.**

### **1.2.1. COMPRESORES**

Un compresor, así como las bombas y los ventiladores, es un dispositivo que se usa para incrementar la presión de un fluido. El trabajo es suministrado al dispositivo por una fuente externa a través de un eje de rotación.

Es deseable que al comprimir un fluido (gas), este pueda ir enfriándose, de esta manera se reduce considerablemente el trabajo de entrada al compresor. Es posible realizar un enfriamiento a través de la cascara del compresor, pero esto no es eficiente.

Idealmente, el proceso se lleva a cabo a presión constante y el gas es enfriado hasta su temperatura inicial.

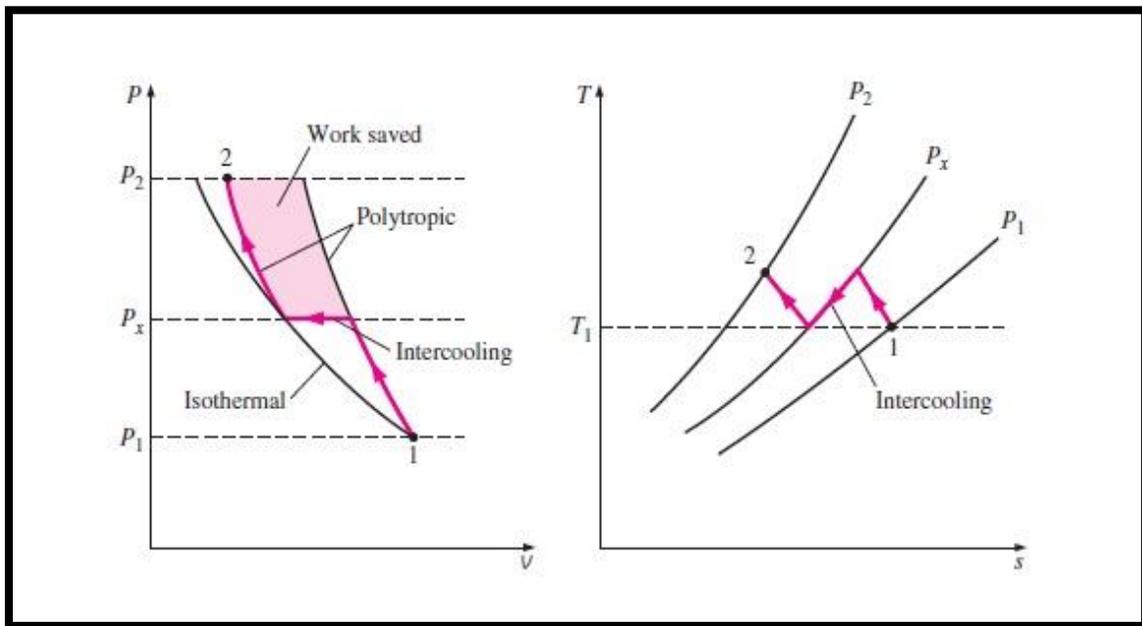
Este proceso es realmente atractivo cuando se desea comprimir el gas a muy altas presiones.

### 1.2.1.1. Compresor de múltiples etapas.<sup>2</sup>

Existe también otra forma de enfriar el aire mientras se comprime, “Compresión multietapa con interenfriamiento”. Consiste en dividir el proceso de compresión en dos etapas o más y enfriar el aire entre estas etapas haciéndolo fluir por un intercambiador de calor llamado intercooler.

Idealmente, el proceso de enfriamiento tiene lugar a presión constante y el gas se enfría a la temperatura inicial  $T_1$  en cada interenfriador. La compresión en etapas múltiples con interenfriador es especialmente atractiva cuando un gas sea comprimido a muy altas presiones.

En la gráfica a continuación se ilustra en diagramas P-v y T-s el efecto que causa el interenfriamiento sobre el trabajo de un compresor de dos etapas. En general, los procesos de compresión pueden modelarse como politrópicos donde el valor de n varía entre k y 1.

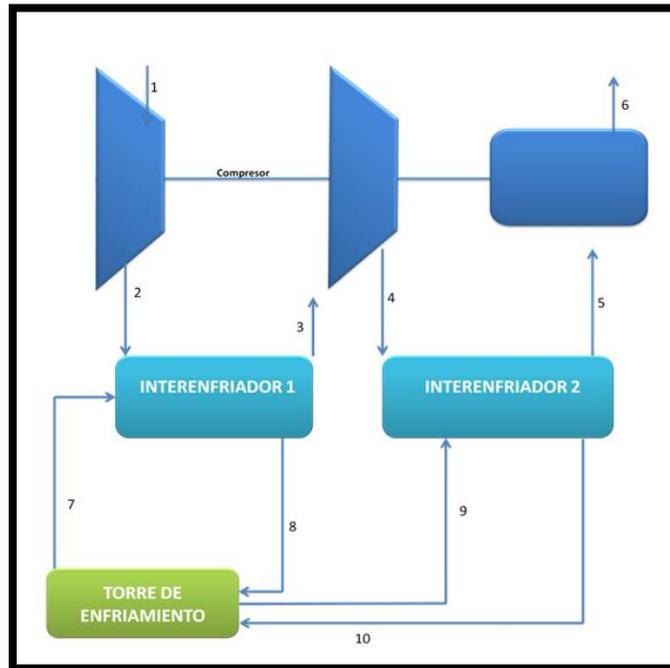


Gráfica 1. Diagramas P- v y T- s. El enfriamiento sobre el trabajo de un compresor de dos etapas.<sup>3</sup>

<sup>2</sup> YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica, sexta Edición. Mc Graw Hill.

<sup>3</sup> YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica, sexta Edición. Mc Graw Hill.

El tamaño del área sombreada (trabajo de entrada ahorrado) varía con el valor de la presión intermedia  $P_x$ , y para la práctica es de gran interés determinar las condiciones bajo las cuales esta área se maximiza.



Gráfica 2. Diagrama de la configuración del compresor de múltiples etapas.



Ilustración 14. Compresor múltiples etapas NAN II.

### 1.2.2. TURBINAS DE VAPOR

Una turbina es un dispositivo que convierte la energía mecánica en energía eléctrica. Cuando el fluido pasa a través de la turbina el trabajo es realizado por los alabes que están unidos al eje de rotación. Como resultado, el eje rota y la turbina produce trabajo.

Una turbina a vapor es una máquina que utiliza como fluido de trabajo vapor de agua. El hecho de la utilización del vapor como fluido de trabajo se debe a la elevada energía disponible por unidad de kg de fluido de trabajo.

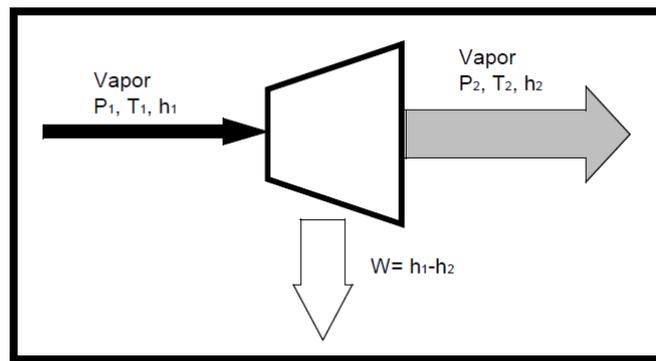


Ilustración 15. Esquema de parámetros de entrada y de salida de una turbina de vapor.<sup>4</sup>

El trabajo disponible en la turbina es igual a la diferencia de entalpia entre el vapor de entrada a la turbina y el de salida.

### 1.2.3. EXPANDER DE GASES CALIENTES.

Es una turbina que aprovecha los gases calientes de cola y los usa como fluidos de trabajo, en el expander los gases calientes disminuyen su temperatura y presión, y producen trabajo.

Turbina de expansión o expander está diseñada para aprovechar la velocidad de salida de los gases de combustión y convertir su energía cinética en energía mecánica rotacional.

<sup>4</sup> MAVAINSA. "Turbinas de vapor"

Todas sus etapas son por lo tanto de reacción, y deben generar la suficiente energía para alimentar al compresor y la producción de energía eléctrica en el generador. Suele estar compuesta por 4 o 5 etapas, cada una de ellas integrada por una corona de alabes con un adecuado diseño aerodinámico, que son los encargados de hacer girar el rotor al que están unidos solidariamente. Además de estos, hay antes de cada etapa un conjunto de alabes fijos sujetos a la carcasa, y cuya misión es re direccionar el aire de salida de la cámara de combustión y de cada etapa en la dirección adecuada hasta la siguiente.



Ilustración 16. Expander de Abocol.

#### 1.2.4. CONDENSADORES

Es un intercambiador de calor en donde un fluido pasa de un estado gaseoso a un estado líquido mientras que el otro fluido se calienta.

##### 1.2.4.1. Condensador de Superficie<sup>5</sup>

El término condensador de superficie se reserva para aparatos tubulares empleados en la condensación de vapor de agua.

Los condensadores de superficie son usualmente mucho mayores que cualquier otro tipo de equipo tubular, algunos contienen más de 60 000 pies de superficie de condensación.

---

<sup>5</sup> KERN DONALD Q. "Procesos de Transferencia de Calor".. CECSA. Compañía editorial continental México 1999.

El desarrollo de una pequeña caída de presión en el lado del vapor afecta directamente la presión en la salida del condensador y al ciclo de eficiencia para una temperatura dada del agua de enfriamiento a la entrada.

Para permitir una pequeña caída de presión y una gran penetración del vapor en el haz, los tubos se colocan para flujo cruzado, usando un arreglo radial. Otra consideración importante es la eliminación de aire, puesto que una acumulación del mismo aumenta la presión total en el condensador y aumenta la temperatura de condensación. Únicamente cuando los condensadores de superficie contienen 15 000 pies o menos de superficie, son aptos para tener cuerpos cilíndricos. Cuando su superficie, excede los 15 000 pies se hacen en forma de caja.

Las partes principales de un condensador de superficie además de la coraza y las cajas de agua, son su gran entrada de vapor de escape, salidas a los lados para eliminar el aire y un pozo caliente con su salida de condensado y de aire.

El vacío del condensador es la diferencia entre la presión atmosférica y la presión medida a la entrada del vapor y se expresa en pulgadas de Hg a temperatura de 32OF.

La presión absoluta en un condensador es la diferencia entre la presión barométrica y el vacío del condensador y se expresa en pulgadas de Hg absolutas.

Hay algunas convenciones empleadas en los condensadores de superficie que se violan raramente. Los condensadores de superficie pocas veces se diseñan para operar a presiones absolutas de menos de 0.7 inHg absolutos, con una diferencia térmica de menos de 5°F, con un contenido de oxígeno disuelto en el condensado de menos de 0.03 cm<sup>3</sup>/litro, o con una carga de vapor que exceda a las 8 lb/(h) (pie). No se usan velocidades en el agua menores de 3 ft/s. La cantidad de fugas de aire en el sistema debe de estimarse para la selección de la bomba de aire, ya sea del tipo mecánico o de eyector. El *Heat Exchange Institute* da una gráfica de los coeficientes totales de transferencia de calor limpios y con una carga máxima de 8 lb/(h)(pie') de vapor de agua condensado cuando el agua de entrada está a 70°F.

### 1.2.5. INTERCOOLERS

El interenfriador es un intercambiador aire-aire o aire-agua que se encarga de enfriar el aire comprimido por el compresor. En nuestro caso el compresor de múltiples etapas

tiene interenfriadores que enfrían el aire y disminuyen el trabajo del compresor volviéndolo más eficiente.

Lo habitual es que los intercooler sean de aire-aire. Aunque en algunos casos, se tiene la posibilidad de añadir un pequeño chorro de agua que humedece el exterior del intercooler para que al evaporarse se enfríe y aumente la potencia durante un tiempo corto.<sup>6</sup>

En el caso de Abocol se usa agua proveniente de la torre de enfriamiento para disminuir la temperatura del aire comprimido.

Los interenfriadores que se utilizan en las plantas de producción de ácido nítrico 2 y 3 son intercambiadores de calor de flujo cruzado sin mezcla con una configuración en el banco de tubos triangular.



Ilustración 17. Intercooler de la planta NAN II.

---

<sup>6</sup> KERN DONALD Q. "Procesos de Transferencia de Calor".. CECOSA. Compañía editorial continental México 1999.



Ilustración 18. Intercooler de la planta NAN II, vista lateral.

## 2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

A continuación se mostrará a detalle la metodología usada en cada uno de los componentes que intervienen en los trenes de compresión de aire de Abocol.

- Compresor de aire.
- Turbina de Vapor.
- Expander.
- Condensador de superficie.
- Intercoolers.

### 2.1.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL COMPRESOR DE AIRE

Para el cálculo de los indicadores del compresor de aire. Tomamos el trabajo del compresor real, isentrópico y su eficiencia.

### 2.1.1. TRABAJO REAL DEL COMPRESOR DE AIRE

Para calcular el trabajo real, calculamos la temperatura de salida con una constante  $n$  de 1.54.

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} T_1$$

Donde

$T_2$  : Temperatura a la salida del compresor politrópica (K)

$P_2$ : Presión a la salida del compresor (kPa)

$P_1$ : Presión a la entrada del compresor (kPa)

$n$ : Constante para un proceso politrópico

$T_1$ : Temperatura a la entrada del compresor (K)

Luego se procede a calcular el trabajo real del compresor

$$W_{comp,real} = \dot{m}_{aire}(h_2 - h_1)$$

Donde

$w_{comp,isen}$  : Trabajo isentrópico del compresor (kW)

$\dot{m}_{aire}$ : Flujo másico del aire (kg/s).

$h_2$  : Entalpía a la salida del compresor con la temperatura politrópica (kJ/kg)

$h_1$  : Entalpía a la entrada del compresor (kJ/kg)

### 2.1.2. TRABAJO ISENTRÓPICO DEL COMPRESOR DE AIRE

Para calcular el trabajo isentrópico, calculamos la temperatura de salida con una constante  $k$  para el aire de 1,4.

$$T_{2s} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} T_1$$

Donde

$T_{2s}$  : Temperatura a la salida del compresor isentrópica (K)

$P_2$ : Presión a la salida del compresor (kPa)

$P_1$ : Presión a la entrada del compresor (kPa)

$k$ : Constante para un proceso isentrópico  $\left(\frac{c_p}{c_v} = 1.4\right)$

$T_1$ : Temperatura a la entrada del compresor (K)

Luego se procede a calcular el trabajo isentrópico del compresor.

$$W_{comp,isen} = \dot{m}_{aire}(h_{s2} - h_1)$$

Donde

$w_{comp,isen}$  : Trabajo isentrópico del compresor (kW)

$\dot{m}_{aire}$ : Flujo másico del aire (kg/s)

$h_{2s}$  : Entalpía a la salida del compresor con la temperatura isentrópica (kJ/kg)

$h_1$  : Entalpía a la entrada del compresor (kJ/kg)

### 2.1.3. EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR

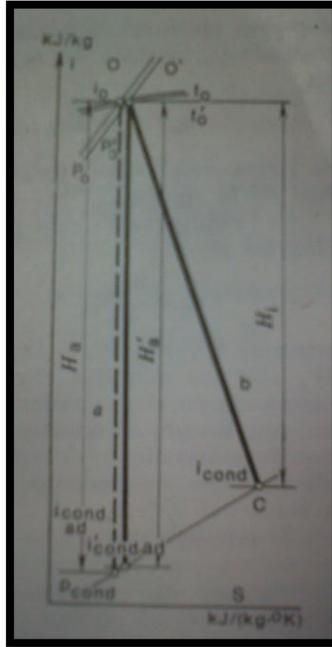
Ya calculados el trabajo real y el isentrópico del compresor, se procede a calcular su eficiencia de la siguiente manera:

$$n_{comp,real} = \frac{W_{comp,isen}}{W_{comp,real}}$$

## 2.2.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LA TURBINA DE VAPOR

### 2.2.1. CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR

El consumo de vapor  $D_0$  en el turbogruppo de condensación, en kg/s, se determina de las condiciones de balance energético:



Gráfica 3. Proceso de trabajo del vapor en la turbina de condensación en el diagrama entrópico (a. ideal, b. real)<sup>7</sup>

$$D_0(i_0 - i_{cond,ad})n_r n_{mec} n_g = W_{eléc}$$

De donde

$$D_0 = \frac{W_{eléc}}{(i_0 - i_{cond,ad})n_r n_{mec} n_g} = \frac{W_{eléc}}{(i_0 - i_{cond})n_{mec} n_g} = \frac{W_{eléc}}{H_a n_r n_{mec} n_g} = \frac{W_{eléc}}{H_i n_{mec} n_g}$$

$i_0$ : Es la entalpía inicial del vapor antes de la turbina. kJ/kg

$i_{cond,ad}$ : Es la entalpía final del vapor en la turbina en el proceso adiabático kJ/kg

<sup>7</sup> Tomada de V. Ya Rizhkin, "Centrales Termoeléctricas" - Primera parte, Editorial Mir Moscú 1979.

$i_{cond}$ : Es la entalpía final del vapor en la turbina en el proceso real kJ/kg

$H_a = i_o - i_{cond,ad}$ : Son la caída de calor adiabática (isoentrópica) disponible kJ/kg

$H_i = i_o - i_{cond}$ : Son la caída de calor del vapor adiabática (isoentrópica) real kJ/kg

$n_{mec}$ : Es el rendimiento mecánico

$n_{r,i}$ : Es el rendimiento relativo interno

$n_g$ : Es el rendimiento del generador eléctrico

### 2.2.2. CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE VAPOR

Como medida de perfeccionamiento técnico del turbo grupo de condensación puede servir, en primera aproximación, el consumo específico de vapor  $d_0$ , en g/kJ, que, teniendo en cuenta la ecuación anterior, es igual a:

$$d_0 = \frac{D_0}{W_{eléc}} * 10^3 = \frac{10^3}{H_a n_{ri} n_{mec} n_g} = \frac{10^3}{H_i n_{mec} n_g}$$

El consumo horario de vapor  $D_0$ , expresado en kg/h, y el consumo específico de vapor  $d_0$ , expresado en kg/(kW h), se determinan por las formulas:

$$D_0 = 3600 * \frac{W_{eléc}}{H_i n_{mec} n_g} \quad d_0 = \frac{3600}{H_i n_{mec} n_g}$$

Para condiciones del proceso de trabajo de las turbinas de condensación modernas  $d_0 \approx 0.8 \text{ g/kJ}$ , o cerca de 3 kg/(kW h).

El consumo específico de vapor no caracteriza totalmente el consumo económico de calor de la instalación de turbina. En la magnitud  $d_0$  no se refleja directamente la pérdida de

calor en la fuente fría (en el condensador de la turbina). Como medida del consumo económico de calor sirve el consumo de calor.

### 2.2.3. CÁLCULO DEL CONSUMO DE CALOR DE LA TURBINA

El consumo de calor de turbina sin sobrecalentamiento intermedio del vapor en la unidad de tiempo  $Q_{i,tur}$ , en kW, es igual a la diferencia de las cantidades de calor, suministrado a ésta con el vapor vivo y extraído con el agua de alimentación:

$$Q_{i,tur} = D_0(i_0 - i_{a,alim})$$

Además, el gasto de agua de alimentación se toma, en primera aproximación, igual al gasto de vapor vivo  $D_0$ .

### 2.2.4. CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR DE LA TURBINA

Como índice del consumo económico de calor, equivalente al rendimiento de turbina, sirve el consumo específico de calor:

$$q_{i,tur} = \frac{Q_{i,tur}}{W_{eléc}} = d_0(i_0 - i_{a,alim})$$

### 2.2.5. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE LA TURBINA

Además, el consumo específico de calor es la magnitud inversa al rendimiento de la turbina. El rendimiento de la turbina es

$$n_{i,tur} = \frac{W_{eléc}}{Q_{i,tur}}$$

Entonces

$$q_{i,tur} = \frac{1}{n_{i,tur}}$$

Si  $n_{i,tur} \approx 0.44 - 0.46$  , entonces el consumo específico de calor en la turbina  $q_{i,tur}$  es también una magnitud adimensional,

$$q_{i,tur} \approx 2.2 - 2.3.$$

El consumo de calor del vapor en la turbina:

$$Q_{i,tur} = W_i + Q_{con}$$

En donde:

$W_i$ : Es la potencia interna de la turbina en KW

$Q_{con}$ : Pérdidas de calor en el condensador en KW

$W_{eléc}$ : La potencia eléctrica en KW

## 2.3.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL EXPANDER

Como el expander cumple con los principios de una turbina de Gas, utilizamos la metodología de esta última.

### 2.3.1. CÁLCULO DE LOS GASES DE COLA

Para hallar el trabajo que generan los gases de cola al pasar a través de la turbina a gas es necesario conocer la entalpía de los gases a la entrada y a la salida del expander. Como los gases de cola no son una sustancia pura sino una mezcla de varias sustancias es necesario

sintetizar el cálculo de la entalpía y encontrar la manera como las propiedades termodinámicas de cada compuesto afecta las propiedades termodinámicas de la mezcla.

El aire comprimido por el compresor es aire atmosférico el cual tiene una composición porcentual de 79% N<sub>2</sub> y 21% O<sub>2</sub> aproximadamente. Durante todo el proceso de producción de ácido nítrico el nitrógeno del aire comprimido no reacciona y llega completo sin ser alterado a formar parte de los gases de cola y la composición porcentual de los componentes de los gases de cola es la que se muestra a continuación.

	NAN 1	NAN 2	NAN3
O <sub>2</sub>	3%	3,5%	3%
NO	0,05%	0,25%	0,08%
NO <sub>2</sub>	0,5%	0,1%	0,01%
N <sub>2</sub>	95,95%	95,65%	96,31%
H <sub>2</sub> O	0,5%	0,5%	0,6%

Tabla 1. Composición porcentual de los componentes de los gases de cola.

Composición porcentual de los componentes de los gases de cola.

Con esta información es posible determinar el flujo de gases de cola que pasa por el expander y la cantidad de cada componente dentro de la mezcla y aplicar un análisis de fracción molar para hallar la entalpía de los gases de cola.

La entalpía de los gases de cola puede ser calculada con la suma de las entalpías de cada compuesto de la mezcla para esto es necesario calcular la fracción molar o en su defecto la fracción másica de los compuestos de la mezcla de la siguiente manera:

$$mf_i = \frac{m_i}{m_{total}}$$

$$y_i = \frac{N_i}{N_{total}}$$

Donde,

$mf_i$ : Fracción másica de un componente de la mezcla

$m_i$ : Masa de un componente de la mezcla

$y_i$ : Fracción molar de un componente de la mezcla

$N_i$ : Número de moles de un componente de la mezcla

Para poder calcular la fracción molar de cada componente es necesario calcular su respectivo número de moles de la siguiente manera:

$$N_i = \frac{m_i}{A_r}$$

Donde  $A_r$  es el peso atómico del componente a evaluar.

Con los valores de las fracciones molares de los componentes solo falta conocer el valor del calor específico ( $C_p$ ) de cada componente, para eso se usa la siguiente ecuación en función de la temperatura de los gases de cola:

$$\bar{C}_{p i} = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Donde a, b, c y d son constantes propias de cada componente (Cengel tabla A12). A continuación se muestra una tabla con las constantes a, b, c y d de cada componente de los gases de cola.

Nomenclatura	Sustancia	A	B	C	D
<b>O2</b>	Oxígeno	25,48	$1,52 \times 10^{-2}$	$-0,71 \times 10^{-5}$	$1,31 \times 10^{-9}$
<b>NO</b>	Óxido nítrico	29,34	$-0,09 \times 10^{-2}$	$0,97 \times 10^{-5}$	$-4,18 \times 10^{-9}$
<b>NO2</b>	Dióxido de Nitrógeno	22,9	$5,71 \times 10^{-2}$	$-3,52 \times 10^{-5}$	$7,87 \times 10^{-9}$
<b>N2</b>	Nitrógeno	28,9	$-0,15 \times 10^{-2}$	$0,80 \times 10^{-5}$	$-2,87 \times 10^{-9}$
<b>H2O</b>	Vapor de agua	32,24	$0,19 \times 10^{-2}$	$1,05 \times 10^{-5}$	$-3,59 \times 10^{-9}$

Tabla 2. Constantes de componentes para determinar  $C_p$ .

Al obtener el calor específico de cada componente y conociendo el valor de sus fracciones molares podemos hallar el calor específico de toda la mezcla utilizando la siguiente ecuación:

$$\bar{C}_{p m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{C}_{p i}$$

Al multiplicar la temperatura a la que se encuentra el componente por su respectivo calor específico se obtiene la entalpia de dicho componente por lo que la ecuación se convierte ahora en:

$$h_m = \sum_{i=1}^k y_i \bar{C}_{p_i} T = \sum_{i=1}^k y_i h_i$$

### 2.3.2. TRABAJO DEL EXPANDER

$$W_{tg} = \dot{m}_{gas} [C_{ps} T_s - C_{pe} T_e]$$

Donde

$\dot{m}_{gas}$ : Es el flujo másico de los gases de cola en kg/s

$C_{ps}$ : Calor específico de los gases de cola a la salida en KJ/kg K

$T_s$ : Temperatura de los gases de cola a la salida en K

$C_{pe}$ : Calor específico de los gases de cola a la entrada en K

$T_e$ : Temperatura de los gases de cola en la entrada en KJ/kg K

### 2.3.3. TRABAJO AL COMPRESOR

$$W_c = RT_e \left( \frac{k-1}{k} \right) \left[ \left( \frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Donde

$R$ : Constante universal KJ/kg K

$T_e$ : Temperatura del aire en la entrada del compresor K

$k$ : Constante para el aire de  $1,4 \frac{C_p}{C_v}$

$P_s$ : Presión en la salida del compresor kPa

$P_e$ : Presión en la entrada del compresor kPa

#### 2.3.4. EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL EXPANDER

$$W_{mec} = \eta_{mecánica} \cdot W_{tg} \quad ; \quad \eta_{mecánica} = 0,8$$

$$\eta = \frac{W_{mec}}{W_{tg} - W_c}$$

Donde,

$W_{mec}$ : Es la potencia mecánica generada

$W_{tg}$ : Es el trabajo de la turbina

$W_c$ : Es el trabajo que consume el compresor

#### 2.4.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LOS INTERCOOLERS

Los Intercoolers son intercambiadores de calor cuya función es enfriar el aire que pasa de una etapa a otra del compresor de aire, estos intercambiadores de calor son del tipo flujo cruzado sin mezcla, en él el aire pasa por dentro de los tubos y el agua fluye por fuera a través de aletas. Son una parte muy importante de la compresión del aire porque permite que la compresión en múltiples etapas sea efectiva.

#### 2.4.1. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LOS INTERCOOLERS

Para el cálculo del rendimiento térmico de los Intercoolers utilizaremos el análisis a través del método de eficiencia el cual se define con la siguiente relación:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}}$$

Donde  $q$  es la transferencia de calor real y  $q_{m\acute{a}x}$  es la transferencia de calor máxima posible.

#### 2.4.2. CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MÁXIMA POSIBLE

Está definida así:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$

En esta expresión  $C_{min}$  es el resultado de comparar los  $C$  de cada fluido. Estos  $C$  son el producto del flujo del fluido y su calor específico, de estos dos productos se escoge el menor.

Además,

$T_{h,i}$ : Es la temperatura de entrada del fluido caliente

$T_{c,i}$ : Es la temperatura de entrada del fluido frío

### 2.5. METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL CONDENSADOR

#### 2.5.1. CÁLCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

$$LMTD = \frac{\Delta T}{\ln\left(\frac{ITD}{TTD}\right)}$$

$\Delta T = T_2 - T_1$ : Incremento de temperatura de agua de enfriamiento °C

$ITD = T_s - T_1$ : Diferencia de temperatura inicial °C

$TTD = T_s - T_1$ : Diferencia de temperatura final °C

$T_s$ : Temperatura de saturación del condensado °C

$T_1$ : Temperatura de entrada del agua de enfriamiento °C

$T_2$ : Temperatura de salida del agua de enfriamiento °C

La temperatura media se obtiene para calcular las propiedades del agua

$$T_M = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

### 2.5.2. CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL AGUA DE ENFRIAMIENTO

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a C_p (T_2 - T_1)$$

Donde

$\dot{m}_a$ : Flujo másico del agua kg/s

$C_p$ : Calor específico del agua a  $T_M$  KJ/kg K

### 2.5.3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EFECTIVO

$$\dot{Q} = U_e A_s LMTD \quad \gg \quad U_e = \frac{\dot{Q}}{A_s LMTD}$$

Donde

$A_s$ : Es la superficie total del condensador

$$A_s = \pi D_E N_T L_E$$

$D_E$ : Diámetro exterior m

$N_T$ : Número de tubos

$L_E$ : Longitud efectiva m

La resistencia térmica total de diseño se obtiene del inverso del coeficiente de transferencia de calor

$$R_e = \frac{1}{U_e}$$

#### 2.5.4. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO

$$U_d = \frac{U_e}{F_C}$$

$F_C$  Factor de ensuciamiento

La resistencia térmica total de diseño se obtiene:

$$R_d = \frac{1}{U_d}$$

La resistencia debido al ensuciamiento se obtiene:

$$R_f = R_e - R_d$$

#### 2.5.5. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL AGUA EN LOS TUBOS

$$v = \frac{\dot{V}_a}{A_T}$$

$A_T$ : Área transversal interna por donde pasa el flujo de enfriamiento  $m^2$

$\dot{V}_a$ : Flujo volumétrico de agua  $m^3$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho}$$

$\rho$ : Densidad del agua a  $T_M$

$$A_T = \pi \frac{D_I^2}{4} N_T$$

$D_I$ : Diámetro interior de los tubos

### 2.5.6. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CONDENSADOR

El desempeño térmico de un intercambiador de calor puede evaluarse a través de las relaciones térmica – número de unidades de transferencia de calor ( $\varepsilon - NTU$ ).

$$NTU = \frac{U_d A_s}{\dot{m}_a C_p}$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$$

### 2.5.7. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL TREN DE COMPRESIÓN

Para la NAN I:

$$n_{tren} = \frac{W_{comp}}{W_{motor} + W_{tg}}$$

Para la NAN II:

$$n_{tren} = \frac{W_{comp}}{W_{tur} + W_{tg}}$$

### 3. EJEMPLO DE CÁLCULO NAN I

Se realizará un ejemplo de cálculo de un día en la NAN I.

#### 3.1.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL COMPRESOR DE AIRE

Para el cálculo de los indicadores del compresor de aire. Tomamos el trabajo del compresor real, isentrópico y su eficiencia. NAN III.

##### 3.1.1. TRABAJO REAL DEL COMPRESOR DE AIRE

Tenemos el flujo volumétrico de aire en el compresor:

$$V_{aire} = 26213 \frac{ft^3}{min} * \frac{1 min}{60 s} * \left(\frac{12 in}{1 ft}\right)^3 * \left(\frac{0.0254 m}{1 in}\right)^3 = 12,371 \frac{m^3}{s}$$

Para hallar el flujo másico, se procede a buscar la densidad del aire al rango de temperaturas promedio a la entrada del compresor.

$$\rho = -0,0038 T(^{\circ}C) + 1,278$$

$$T_{prom} = 136,32^{\circ}C$$

$$\rho = 0,75996 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}}$$

$$m_{aire} = 14,541 \frac{kg}{s}$$

Para calcular el trabajo real, calculamos la temperatura de salida con una constante n de 1,54.

$$T_2 = \left(\frac{861,875 kPa}{105 kPa}\right)^{\frac{1,54-1}{1,54}} * 300,15 K = 627,944 K$$

Luego se procede a calcular el trabajo real del compresor.

$$W_{comp,real} = \left(14,541 \frac{kg}{s}\right) * (636,453 - 300,340) \frac{kJ}{kg} = 4887,429 kW$$

### 3.1.2. TRABAJO ISENTRÓPICO DEL COMPRESOR DE AIRE

Para calcular el trabajo isentrópico, calculamos la temperatura de salida con una constante k para el aire de 1,4.

$$T_{2s} = \left(\frac{861,875 kPa}{105 kPa}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} * 300,15 K = 547,714 K$$

Luego se procede a calcular el trabajo isentrópico del compresor.

$$W_{comp,isen} = \left(14,541 \frac{kg}{s}\right) * (552,349 - 300,340) \frac{kJ}{kg} = 3664,475 kW$$

### 3.1.3. EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR

Ya calculados el trabajo real y el isentrópico del compresor, se procede a calcular su eficiencia de la siguiente manera:

$$n_{comp,real} = \frac{3664,475 kW}{4887,429 kW} = 0,749 = 74,9\%$$

## 3.2.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL EXPANDER

### 3.2.1. CÁLCULO DE LOS GASES DE COLA

Para el cálculo del trabajo y la eficiencia isentrópica del compresor necesitamos el flujo de aire a través del compresor, la temperatura de los gases a la entrada y a la salida y la composición porcentual de los gases de residuo que podemos encontrar en la tabla 1.

En la planta de ácido nítrico 3 un flujo de aire a la entrada del compresor de 12,67 kg/s produce un flujo de gases equivalente a 10,40 kg/s. Con los datos de la tabla 3 calculamos la masa que corresponde a cada componente, los resultados son:

0,37 kg/s para el oxígeno, 0,03 kg/s para el monóxido de nitrógeno, 0,01 kg/s para dióxido de nitrógeno, 0,05 kg/s para el agua y 10,01 kg/s para el nitrógeno.

Fracción molar de los componentes de la mezcla de gases:

$$N_i = \frac{m_i}{A_r}$$

$$y_i = \frac{N_i}{N_{total}}$$

Numero de Kilomoles por segundo de los componentes de la mezcla de los gases de residuo.				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>0,01314</b>	0,00104	0,00026	0,41055	0,00334

Tabla 3. Número de moles de Componentes de los gases.

Fracción molar de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo.				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>0,03069</b>	0,00242	0,00061	0,95849	0,00779

Tabla 4. Fracción molar de los componentes de la mezcla de gases.

El siguiente paso es calcular el calor específico de cada componente de la mezcla con la temperatura de la mezcla a la entrada y a la salida del expander a través de la ecuación  $\bar{C}_{p_i} = a + bT + cT^2 + dT^3$  y los datos de la tabla 4.

Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada. kJ/kmol °K				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>33,53</b>	33,12	49,60	31,16	38,31

Tabla 5. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la entrada.

**Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida. kJ/kmol °K**

O	NO	NO2	N	H2O
<b>31,72</b>	31,40	44,48	29,91	35,69

Tabla 6. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la salida.

Computamos los valores del calor específico de cada componente a través de una sumatoria en la que la fracción molar determina la participación de cada componente en el valor del calor específico de toda la mezcla.

$$\bar{C}_{p m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{C}_{p i}$$

En la entrada del expander el calor específico de los gases es 31,30 kJ/kmol °K y a la salida es 30,02 kJ/kmol °K.

El trabajo de los gases sobre el expander es igual al flujo de gases por la diferencia de las entalpías a la entrada y a la salida del equipo. En las tablas anteriores mostramos los calores específicos los cuales al multiplicar por la temperatura respectiva nos dará como resultado la entalpía de los gases. Al multiplicar cada valor de las tablas x1 y x2 por las temperaturas de entrada y de salida del expander respectivamente (768,70 °K Y 530,37 °K), obtenemos las entalpías para el cálculo del trabajo del expander.

**Entalpía de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada. kJ/kmol**

O	NO	NO2	N	H2O
<b>25776,48</b>	25463,74	38132,69	23954,76	29456,28

Tabla 7. Entalpía de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada.

**Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a**

la salida. kJ/kmol				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>16825,91</b>	16657,55	23592,72	15864,12	18929,63

Tabla 8. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida.

Conmutando los valores con la siguiente ecuación:

$$h_m = \sum_{i=1}^k y_i \bar{c}_{p,i} T = \sum_{i=1}^k y_i h_i$$

Tenemos que en la entrada del expander el calor específico de los gases es 24065,85 kJ/kmol y a la salida es 15924,16 kJ/kmol.

### 3.2.2. TRABAJO DEL EXPANDER

$$W_{tg} = 0,428 \frac{\text{kmol}}{\text{s}} [24065,852 - 15924,165] \frac{\text{KJ}}{\text{kmol K}} = 3487,299 \text{ kW}$$

### 3.2.3. TRABAJO AL COMPRESOR

$$\begin{aligned}
 W_c &= 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} * 300,150 \text{ K} * \left( \frac{1,4 - 1}{1,4} \right) \left[ \left( \frac{861,875 \text{ kPa}}{105 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] * 14,541 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 &= 295,187 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

### 3.2.4. EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL EXPANDER

$$W_{mec} = 0,8 * 3487,299 \text{ kW} = 2789,839 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{2789,893 \text{ kW}}{3487,299 \text{ kW} - 295,187 \text{ kW}} = 0,873$$

## 4. EJEMPLO DE CÁLCULO NAN 2

Se realizará un ejemplo de cálculo de un día en la NAN II.

### 4.1.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL COMPRESOR DE AIRE

Para el cálculo de los indicadores del compresor de aire. Tomamos el trabajo del compresor real, isentrópico y su eficiencia. NAN III.

#### 4.1.1. TRABAJO REAL DEL COMPRESOR DE AIRE

Tenemos el flujo volumétrico de aire en el compresor:

$$\dot{V}_{aire} = 30100 \frac{ft^3}{min} * \frac{1 min}{60 s} * \left(\frac{12 in}{1 ft}\right)^3 * \left(\frac{0.0254 m}{1 in}\right)^3 = 14.205 \frac{m^3}{s}$$

Para hallar el flujo másico, se procede a buscar la densidad del aire al rango de temperaturas promedio a la entrada del compresor.

$$\rho = -0,0038 T(^{\circ}C) + 1,278$$

$$T_{prom} = 136,32^{\circ}C$$

$$\rho = 0,75996 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}}$$

$$\dot{m}_{aire} = 16,697 \frac{kg}{s}$$

Para calcular el trabajo real, calculamos la temperatura de salida con una constante n de 1,54.

$$T_2 = \left(\frac{751,555 kPa}{102,046 kPa}\right)^{\frac{1,54-1}{1,54}} * 300,150 K = 604,517 K$$

Luego se procede a calcular el trabajo real del compresor.

$$W_{comp,real} = \left(16,697 \frac{kg}{s}\right) * (611,644 - 300,340) \frac{kJ}{kg} = 5197,913 kW$$

#### 4.1.2. TRABAJO ISENTRÓPICO DEL COMPRESOR DE AIRE

Para calcular el trabajo isentrópico, calculamos la temperatura de salida con una constante k para el aire de 1,4.

$$T_{2s} = \left(\frac{751,555 kPa}{102,046 kPa}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} * 531,006 K = K$$

Luego se procede a calcular el trabajo isentrópico del compresor.

$$W_{comp,isen} = \left(16,697 \frac{kg}{s}\right) * (535,032 - 300,340) \frac{kJ}{kg} = 3918,556 kW$$

#### 4.1.3. EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR

Ya calculados el trabajo real y el isentrópico del compresor, se procede a calcular su eficiencia de la siguiente manera:

$$n_{comp,real} = \frac{3918,556 kW}{5197,913 kW} = 0,753 = 75,3\%$$

## 4.2.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LA TURBINA DE VAPOR

### 4.2.1. CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR

El consumo de vapor  $D_0$  en el turbogruppo de condensación, en kg/s, se determina de las condiciones de balance energético:

$$W_{eléc} = 2855,640 \text{ kW}$$

De donde

$$D_0 = \frac{2855,640 \text{ kW}}{(2935,237 - 2079,984) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} 0,95 * 1} = 3,514 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

#### 4.2.2. CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE VAPOR

Como medida de perfeccionamiento técnico del turbo grupo de condensación puede servir, en primera aproximación, el consumo específico de vapor  $d_0$ , en g/kJ, que, teniendo en cuenta la ecuación anterior, es igual a:

$$d_0 = \frac{3,514 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2855,640 \text{ kW}} * 10^3 = 1,230 \frac{\text{kg}}{\text{kW s}}$$

#### 4.2.3. CÁLCULO DEL CONSUMO DE CALOR DE LA TURBINA

El consumo de calor de turbina sin sobrecalentamiento intermedio del vapor en la unidad de tiempo  $Q_{i,tur}$ , en kW, es igual a la diferencia de las cantidades de calor, suministrado a ésta con el vapor vivo y extraído con el agua de alimentación:

$$Q_{i,tur} = 3,514 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (2935,237 - 482,691) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 8619,909 \text{ kW}$$

#### 4.2.4. CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR DE LA TURBINA

Como índice del consumo económico de calor, equivalente al rendimiento de turbina, sirve el consumo específico de calor:

$$q_{i,tur} = \frac{8619,909 \text{ kW}}{2855,640 \text{ kW}} = 3,018$$

#### 4.2.5. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE LA TURBINA

Además, el consumo específico de calor es la magnitud inversa al rendimiento de la turbina. El rendimiento de la turbina es

$$n_{i,tur} = \frac{W_{eléc}}{Q_{i,tur}} = \frac{2855,640 \text{ kW}}{8619,909 \text{ kW}} = 0,331$$

### 4.3.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL EXPANDER

#### 4.3.1. CÁLCULO DE LOS GASES DE COLA

Para el cálculo del trabajo y la eficiencia isentrópica del compresor necesitamos el flujo de aire a través del compresor, la temperatura de los gases a la entrada y a la salida y la composición porcentual de los gases de residuo que podemos encontrar en la tabla 1.

En la planta de ácido nítrico 2 un flujo de aire a la entrada del compresor de 12,67 kg/s produce un flujo de gases equivalente a 10,40 kg/s. Con los datos de la tabla calculamos la masa que corresponde a cada componente, los resultados son:

0,37 kg/s para el oxígeno, 0,03 kg/s para el monóxido de nitrógeno, 0,01 kg/s para dióxido de nitrógeno, 0,05 kg/s para el agua y 10,01 kg/s para el nitrógeno.

Fracción molar de los componentes de la mezcla de gases:

$$N_i = \frac{m_i}{A_r}$$

$$y_i = \frac{N_i}{N_{total}}$$

Numero de Kilomoles por segundo de los componentes de la mezcla de los gases de residuo.				
O	NO	NO2	N	H2O
0,01509	0,00119	0,0003	0,47142	0,00383

Tabla 9. Número de moles de Componentes de los gases.

<b>Fracción molar de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo.</b>				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>0,03069</b>	0,00242	0,00061	0,95849	0,00779

Tabla 10. Fracción molar de los componentes de la mezcla de gases.

El siguiente paso es calcular el calor específico de cada componente de la mezcla con la temperatura de la mezcla a la entrada y a la salida del expander a través de la ecuación  $\bar{C}_{p i} = a + bT + cT^2 + dT^3$  y los datos de la siguiente tabla.

<b>Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada. kJ/kmol °K</b>				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>34,11</b>	33,83	51,07	31,72	39,45

Tabla 11. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la entrada.

<b>Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida. kJ/kmol °K</b>				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>32,19</b>	31,78	45,88	30,17	36,26

Tabla 12. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la salida.

Computamos los valores del calor específico de cada componente a través de una sumatoria en la que la fracción molar determina la participación de cada componente en el valor del calor específico de toda la mezcla.

$$\bar{C}_{p m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{C}_{p i}$$

En la entrada del expander el calor específico de los gases es 31,87 kJ/kmol °K y a la salida es 30,29 kJ/kmol °K.

El trabajo de los gases sobre el expander es igual al flujo de gases por la diferencia de las entalpías a la entrada y a la salida del equipo. En las tablas anteriores mostramos los calores específicos los cuales al multiplicar por la temperatura respectiva nos dará como resultado la entalpía de los gases. Al multiplicar cada valor de las tablas x1 y x2 por las

temperaturas de entrada y de salida del expander respectivamente, (863,70 °K y 585,92 °K) obtenemos las entalpías para el cálculo del trabajo del expander.

Entalpía de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada. kJ/kmol				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>29466,28</b>	29221,10	44111,83	27397,02	34077,29

Tabla 13. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada.

Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida. kJ/kmol				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>18863,13</b>	18626,04	26884,89	17680,89	21248,97

Tabla 14. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida.

Conmutando los valores con la siguiente ecuación:

$$h_m = \sum_{i=1}^k y_i \bar{c}_{p,i} T = \sum_{i=1}^k y_i h_i$$

Tenemos que en la entrada del expander el calor específico de los gases es 27527,20 kJ/kmol y a la salida es 17752,88 kJ/kmol.

#### 4.3.2. TRABAJO DE LA TURBINA DE GAS

$$W_{tg} = 0,491 \frac{kmol}{s} [27527,200 - 17752,881] \frac{KJ}{kmol K} = 4807,402 kW$$

#### 4.3.3. TRABAJO AL COMPRESOR

$$W_c = 0,287 \frac{kJ}{kg K} * 300,150 K * \left( \frac{1,4 - 1}{1,4} \right) \left[ \left( \frac{751,555 kPa}{102,046 kPa} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] * 16,697 \frac{kg}{s}$$

$$= 316,082 kW$$

#### 4.3.4. EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL EXPANDER

$$W_{mec} = 0,8 * 4807,402 kW = 3845,921$$

$$\eta = \frac{3845,921 kW}{4807,402 kW - 316,082 kW} = 0,963$$

### 4.4.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LOS INTERCOOLERS

Los intercoolers que trabajan en la planta de ácido nítrico 3 trabajan de manera similar, reciben aire caliente de las etapas del compresor y agua fría de la torre de enfriamiento, de ellos sale aire con una temperatura más baja y agua con una temperatura más alta.

Aplicaremos el método de la eficiencia-NTU para evaluar los intercoolers, tomaremos entonces la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercooler y la temperatura del aire a la entrada del intercooler las cuales son 32 °C, 42 °C y 132,22 °C para el intercooler #1 y 32 °C, 42 °C y 110 °C para el intercooler #2 respectivamente.

Lo primero es calcular y evaluar cuál de los dos fluidos tiene el menor valor de calor específico.

Agua de la torre de enfriamiento:

$$94,75 \frac{kg}{s} \times 4178 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} = 395865,5 \frac{J}{^\circ C s}$$

Aire en el intercooler #1 y #2:

$$12,67 \frac{kg}{s} \times 1007 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} = 12758,69 \frac{J}{^\circ C s}$$

#### 4.4.1. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LOS INTERCOOLERS

Con los valores calculados de calor máximo y calor real para cada intercooler es posible calcular la efectividad con la que transfieren el calor, esto es una efectividad del 97% para el intercooler #1 y 96% para el intercooler #2.

#### 4.4.2. CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MÁXIMA POSIBLE

Luego se debe calcular el flujo de calor real y el flujo de calor máximo.

Flujo de calor real intercooler #1:

$$\dot{Q}_{real} = \dot{m}_{aire}(h_i - h_o)$$

$$16,69 \frac{kg}{s} \left( 374,97 \frac{kJ}{kg} - 307,98 \frac{kJ}{kg} \right) = 1118,45 \frac{kJ}{s}$$

Flujo de calor máximo intercooler #1:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$16814140 \frac{J}{^\circ C s} (101,11 \text{ } ^\circ C - 32 \text{ } ^\circ C) = 116204,36 \frac{J}{s}$$

Flujo de calor real intercooler #2:

$$16,69 \frac{kg}{s} \left( 371,60 \frac{kJ}{kg} - 308,61 \frac{kJ}{kg} \right) = 1051,83 \frac{kJ}{s}$$

Flujo de calor máximo intercooler #2:

$$16814140 \frac{J}{^\circ C s} (97,77 \text{ } ^\circ C - 32 \text{ } ^\circ C) = 1105996,55 \frac{J}{s}$$

## 5. EJEMPLO DE CÁLCULO NAN 3

Se realizará un ejemplo de cálculo de un día en la NAN III.

### 5.1.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL COMPRESOR DE AIRE

Para el cálculo de los indicadores del compresor de aire. Tomamos el trabajo del compresor real, isentrópico y su eficiencia. NAN III.

#### 5.1.1. TRABAJO REAL DEL COMPRESOR DE AIRE

Tenemos el flujo volumétrico de aire en el compresor:

$$\dot{V}_{aire} = 23000 \frac{ft^3}{min} * \frac{1 min}{60 s} * \left(\frac{12 in}{1 ft}\right)^3 * \left(\frac{0.0254 m}{1 in}\right)^3 = 10.85 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_{aire} = 10.85 \frac{m^3}{s}$$

Para hallar el flujo másico, se procede a buscar la densidad del aire al rango de temperaturas promedio a la entrada y salida del compresor.

$$\rho = -0,0038 T(^{\circ}C) + 1,278$$

$$T_{prom} = 136,32^{\circ}C$$

$$\rho = 0,75996 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}}$$

$$\dot{m}_{aire} = 8,24919 \frac{kg}{s}$$

Para calcular el trabajo real, calculamos la temperatura de salida con una constante n de 1,54.

$$T_2 = \left( \frac{665,3675 \text{ kPa}}{102,046 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,54-1}{1,54}} * 302,35 \text{ K} = 583,4876 \text{ K}$$

Luego se procede a calcular el trabajo real del compresor.

$$W_{comp,real} = \left( 8,24919 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (589,373 - 302,554) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2366,027 \text{ kW}$$

### 5.1.2. TRABAJO ISENTRÓPICO DEL COMPRESOR DE AIRE

Para calcular el trabajo isentrópico, calculamos la temperatura de salida con una constante k para el aire de 1,4.

$$T_{2s} = \left( \frac{665,3675 \text{ kPa}}{102,046 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} * 302,35 \text{ K} = 516,603 \text{ K}$$

Luego se procede a calcular el trabajo isentrópico del compresor.

$$W_{comp,isen} = \left( 8,24919 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * (520,0877 - 302,554) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1794,476 \text{ kW}$$

### 5.1.3. EFICIENCIA ISENTRÓPICA DEL COMPRESOR

Ya calculados el trabajo real y el isentrópico del compresor, se procede a calcular su eficiencia de la siguiente manera:

$$n_{comp,real} = \frac{1794,476 \text{ kW}}{2366,027 \text{ kW}} = 0,75843 = 75,843\%$$

## 5.2.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LA TURBINA DE VAPOR

### 5.2.1. CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR

El consumo de vapor  $D_0$  en el turbogruppo de condensación, en kg/s, se determina de las condiciones de balance energético:

$$W_{eléc} = 2740,09 \text{ kW}$$

De donde

$$D_0 = \frac{2740,09 \text{ kW}}{(2998,089 - 2240,348) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} 0,95 * 1} = 3,806 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

### 5.2.2. CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE VAPOR

Como medida de perfeccionamiento técnico del turbo grupo de condensación puede servir, en primera aproximación, el consumo específico de vapor  $d_0$ , en g/kJ, que, teniendo en cuenta la ecuación anterior, es igual a:

$$d_0 = \frac{3,806 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2740,09 \text{ kW}} * 10^3 = 1,38917 \frac{\text{kg}}{\text{kW s}}$$

### 5.2.3. CÁLCULO DEL CONSUMO DE CALOR DE LA TURBINA

El consumo de calor de turbina sin sobrecalentamiento intermedio del vapor en la unidad de tiempo  $Q_{i,tur}$ , en kW, es igual a la diferencia de las cantidades de calor, suministrado a ésta con el vapor vivo y extraído con el agua de alimentación:

$$Q_{i,tur} = 3,806 \frac{kg}{s} * (2998,089 - 691,042) \frac{kJ}{kg} = 8781,68 kW$$

#### 5.2.4. CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR DE LA TURBINA

Como índice del consumo económico de calor, equivalente al rendimiento de turbina, sirve el consumo específico de calor:

$$q_{i,tur} = \frac{8781,68kW}{2740,09kW} = 3,204$$

#### 5.2.5. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE LA TURBINA

Además, el consumo específico de calor es la magnitud inversa al rendimiento de la turbina. El rendimiento de la turbina es

$$n_{i,tur} = \frac{W_{eléc}}{Q_{i,tur}} = \frac{2740,09kW}{8781,68kW} = 0,31202$$

### 5.3.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL EXPANDER

#### 5.3.1. CÁLCULO DE LOS GASES DE COLA

Para el cálculo del trabajo y la eficiencia isentrópica del compresor necesitamos el flujo de aire a través del compresor, la temperatura de los gases a la entrada y a la salida y la composición porcentual de los gases de residuo que podemos encontrar en la tabla 1.

En la planta de ácido nítrico 3 un flujo de aire a la entrada del compresor de 12,67 kg/s produce un flujo de gases equivalente a 10,40 kg/s. Con los datos de la tabla 3 calculamos la masa que corresponde a cada componente, los resultados son:

0,37 kg/s para el oxígeno, 0,03 kg/s para el monóxido de nitrógeno, 0,01 kg/s para dióxido de nitrógeno, 0,05 kg/s para el agua y 10,01 kg/s para el nitrógeno.

Fracción molar de los componentes de la mezcla de gases:

$$N_i = \frac{m_i}{A_r}$$

$$y_i = \frac{N_i}{N_{total}}$$

Numero de Kilomoles por segundo de los componentes de la mezcla de los gases de residuo.				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>0,01138</b>	0,0009	0,00023	0,35553	0,00289

Tabla 15. Número de moles de Componentes de los gases.

Fracción molar de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo.				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>0,03069</b>	0,00242	0,00061	0,95849	0,00779

Tabla 16. Fracción molar de los componentes de la mezcla de gases.

El siguiente paso es calcular el calor específico de cada componente de la mezcla con la temperatura de la mezcla a la entrada y a la salida del expander a través de la ecuación  $\bar{C}_{p_i} = a + bT + cT^2 + dT^3$  y los datos de la tabla 4.

Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada. kJ/kmol °K				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>33,88</b>	33,54	50,51	31,49	38,99

Tabla 17. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la entrada.

Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida. kJ/kmol °K				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>32,17</b>	31,76	45,81	30,16	36,23

Tabla 18. Calor específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases en la salida.

Computamos los valores del calor específico de cada componente a través de una sumatoria en la que la fracción molar determina la participación de cada componente en el valor del calor específico de toda la mezcla.

$$\bar{C}_{p m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{C}_{p i}$$

En la entrada del expandir el calor específico de los gases es 31,64 kJ/kmol °K y a la salida es 30,28 kJ/kmol °K.

El trabajo de los gases sobre el expandir es igual al flujo de gases por la diferencia de las entalpías a la entrada y a la salida del equipo. En las tablas anteriores mostramos los calores específicos los cuales al multiplicar por la temperatura respectiva nos dará como resultado la entalpía de los gases. Al multiplicar cada valor de las tablas x1 y x2 por las temperaturas de entrada y de salida del expandir respectivamente obtenemos las entalpías para el cálculo del trabajo del expandir.

Entalpía de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada. kJ/kmol				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>27971,11</b>	27689,79	41694,09	25993,46	32183,64

Tabla 19. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la entrada.

Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida. kJ/kmol				
O	NO	NO2	N	H2O
<b>18760,46</b>	18526,38	26718,45	17589,08	21131,11

Tabla 20. Entalpía específico de los componentes de la mezcla del flujo de gases de residuo a la salida.

Conmutando los valores con la siguiente ecuación:

$$h_m = \sum_{i=1}^k y_i \bar{C}_p i T = \sum_{i=1}^k y_i h_i$$

Tenemos que en la entrada del expander el calor específico de los gases es 26116,07 kJ/kmol y a la salida es 17660,47 kJ/kmol.

### 5.3.2. TRABAJO DEL EXPANDER

$$W_{tg} = 0,24299 \frac{\text{kmol}}{\text{s}} [26116,078 - 17660,470] \frac{\text{KJ}}{\text{kmol K}} = 3136,376 \text{ kW}$$

### 5.3.3. TRABAJO AL COMPRESOR

$$\begin{aligned}
 W_c &= 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} * 302,35 \text{ K} * \left( \frac{1,4 - 1}{1,4} \right) \left[ \left( \frac{665,36 \text{ kPa}}{102,04 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] * 12,592 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 &= 219,150 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

### 5.3.4. EFICIENCIA DE LA TURBINA DE GAS

$$W_{mec} = 0,8 * 3136,376 \text{ kW} = 2509,100$$

$$\eta = \frac{2509,100 \text{ kW}}{3136,376 \text{ kW} - 219150 \text{ kW}} = 0,967$$

## 5.4.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE LOS INTERCOOLERS

Los intercoolers que trabajan en la planta de ácido nítrico 3 trabajan de manera similar, reciben aire caliente de las etapas del compresor y agua fría de la torre de enfriamiento, de ellos sale aire con una temperatura más baja y agua con una temperatura más alta.

Aplicaremos el método de la eficiencia-NTU para evaluar los intercoolers, tomaremos entonces la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercooler y la temperatura del aire a la entrada del intercooler las cuales son 32 °C, 42 °C y 132,22 °C para el intercooler #1 y 32 °C, 42 °C y 110 °C para el intercooler #2 respectivamente.

Lo primero es calcular y evaluar cuál de los dos fluidos tiene el menor valor de calor específico.

Agua de la torre de enfriamiento:

$$94,75 \frac{kg}{s} \times 4178 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} = 395865,5 \frac{J}{^\circ C s}$$

Aire en el intercooler #1 y #2:

$$12,67 \frac{kg}{s} \times 1007 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} = 12758,69 \frac{J}{^\circ C s}$$

### 5.4.1. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO TÉRMICO DE LOS INTERCOOLERS

Con los valores calculados de calor máximo y calor real para cada intercooler es posible calcular la efectividad con la que transfieren el calor, esto es una efectividad del 97% para el intercooler #1 y 96% para el intercooler #2.

### 5.4.2. CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MÁXIMA POSIBLE

Luego se debe calcular el flujo de calor real y el flujo de calor máximo.

Flujo de calor real intercooler #1:

$$\dot{Q}_{real} = \dot{m}_{aire}(h_i - h_o)$$

$$12,67 \frac{kg}{s} \left( 406,39 \frac{kJ}{kg} - 308,27 \frac{kJ}{kg} \right) = 1243,18 \frac{kJ}{s}$$

Flujo de calor máximo intercooler #1:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$12758,69 \frac{J}{^{\circ}C s} (132,22 ^{\circ}C - 32 ^{\circ}C) = 1278675,90 \frac{J}{s}$$

Flujo de calor real intercooler #2:

$$12,67 \frac{kg}{s} \left( 383,94 \frac{kJ}{kg} - 308,39 \frac{kJ}{kg} \right) = 957,22 \frac{kJ}{s}$$

Flujo de calor máximo intercooler #2:

$$12758,69 \frac{J}{^{\circ}C s} (110 ^{\circ}C - 32 ^{\circ}C) = 995177,82 \frac{J}{s}$$

## 5.4.METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL CONDENSADOR

### 5.4.1. CÁLCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

$$LMTD = \frac{39^{\circ}C - 28,89^{\circ}C}{Ln \left( \frac{57,22^{\circ}C - 28,89^{\circ}C}{57,22^{\circ}C - 39^{\circ}C} \right)} = 22,91^{\circ}C$$

La temperatura media se obtiene para calcular las propiedades del agua

$$T_M = \frac{28,89^{\circ}C + 39^{\circ}C}{2} = 33,94^{\circ}C$$

#### 5.4.2. CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL AGUA DE ENFRIAMIENTO

$$\dot{Q}_a = 250,43 \frac{kg}{s} * 4,18(312 - 301,89) \frac{kJ}{kg} = 10584,39kW$$

#### 5.4.3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EFECTIVO

$A_s$  Es la superficie total del condensador

$$A_s = \pi(0,0254m)(632)(6,7 m) = 338,17 m^2$$

$$U_e = \frac{10584,39kW}{338,17m^2 * 22,91^\circ C} = 1,502$$

La resistencia térmica total de diseño se obtiene del inverso del coeficiente de transferencia de calor

$$R_e = \frac{1}{1,502} = 0,665$$

#### 5.4.4. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO

$$U_d = \frac{1,502}{0,8} = 1,88$$

La resistencia térmica total de diseño se obtiene:

$$R_d = \frac{1}{1,88} = 0,53$$

La resistencia debido al ensuciamiento se obtiene:

$$R_f = 0,665 - 0,53 = 0,13$$

#### 5.4.5. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL AGUA EN LOS TUBOS

$$\dot{V}_a = 8,67 \frac{m^3}{s}$$

$$A_T = \pi \frac{\left(\frac{0,834in}{12ft}\right)^2}{4} 632 = 2,397 ft^2$$

$$v = \frac{8,67 \frac{m^3}{s} * \left(\frac{0,13ft^3}{1m^3}\right)}{2,397 ft^2} = \frac{3,61ft}{s}$$

#### 5.4.6. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CONDENSADOR

El desempeño térmico de un intercambiador de calor puede evaluarse a través de las relaciones térmica – número de unidades de transferencia de calor ( $\varepsilon - NTU$ ).

$$NTU = 0.55$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-0,55} = 0,42$$

## 6. RESULTADOS

En el presente capítulo se mostrarán los resultados obtenidos por el modelo realizado en 7 días de operación de los cuales cada día se tomaba 6 horas diferentes, el cual arrojará datos de suma importancia a la hora de sacar conclusiones y tomar decisiones con respecto al funcionamiento de los trenes de compresión de la empresa de Abocol.

Se explicarán cada una de las gráficas y tablas de resultados obtenidos para demostrar la importancia de los mismos.

## 6.1.INDICADORES ENERGÉTICOS DEL COMPRESOR DE AIRE

Los indicadores se desglosarán para cada una de las plantas NAN I, NAN II y NAN III.

### 6.1.1. COMPRESOR DE AIRE NAN I

Octubre 2 de 2012							
<b>EFICIENCIA</b>	N	74,98%	74,95%	75,31%	75,31%	75,50%	75,33%
<b>TRABAJO KW</b>	ISENTROPICO	3664,48	3659,58	3436,80	3455,40	3330,24	3442,16
	REAL	4887,43	4882,47	4563,69	4587,99	4411,08	4569,62
Octubre 3 de 2012							
<b>EFICIENCIA</b>	N	75,48%	75,46%	75,31%	75,31%	75,50%	75,49%
<b>TRABAJO KW</b>	ISENTROPICO	3412,27	3345,42	3468,16	3460,54	3354,55	3352,34
	REAL	4520,57	4433,58	4605,34	4594,82	4443,27	4440,77
Octubre 5 de 2012							
<b>EFICIENCIA</b>	N	75,48%	75,46%	75,31%	75,31%	75,50%	75,49%
<b>TRABAJO KW</b>	ISENTROPICO	3341,36	3337,22	3451,29	3446,31	3329,86	3331,87
	REAL	4426,62	4422,72	4582,94	4575,92	4410,57	4413,64
Octubre 6 de 2012							
<b>EFICIENCIA</b>	N	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%
<b>TRABAJO KW</b>	ISENTROPICO	3283,72	3278,93	3276,16	3288,63	3287,49	3278,43
	REAL	4338,43	4332,11	4328,45	4344,92	4343,42	4331,44
Octubre 7 de 2012							
<b>EFICIENCIA</b>	n	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%
<b>TRABAJO KW</b>	ISENTROPICO	3286,61	3295,30	3296,18	3298,45	3292,78	3278,56
	REAL	4342,25	4353,73	4354,90	4357,89	4350,40	4331,61
Octubre 8 de 2012							
<b>EFICIENCIA</b>	n	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%
<b>TRABAJO KW</b>	ISENTROPICO	3274,53	3289,51	3285,73	3269,99	3314,81	3256,65
	REAL	4326,29	4346,08	4341,09	4320,30	4379,51	4302,67
Octubre 9 de 2012							
<b>EFICIENCIA</b>	n	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%	75,69%
<b>TRABAJO KW</b>	ISENTROPICO	3288,38	3272,64	3292,78	3296,81	3305,75	3279,31
	REAL	4344,58	4323,79	4350,40	4355,73	4367,54	4332,61

Tabla 21. Indicadores energéticos del compresor para 7 días NAN I.

### 6.1.2. COMPRESOR DE AIRE NAN II

Octubre 2 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,39%	75,38%	75,41%	75,38%	75,40%	75,39%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	3918,56	3816,25	3890,06	3965,00	3919,69	3919,30
	REAL	5197,91	5062,81	5158,61	5259,98	5198,48	5198,43
Octubre 3 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,39%	75,40%	75,43%	75,38%	75,40%	75,39%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	3905,54	3878,90	3835,13	3956,31	3974,59	3868,41
	REAL	5180,65	5144,72	5084,34	5248,22	5271,29	5130,94
Octubre 5 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,39%	75,43%	75,41%	75,39%	75,40%	75,39%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	3905,54	3803,19	3896,53	3960,12	3948,57	3922,29
	REAL	5180,65	5041,94	5167,20	5253,02	5236,78	5202,40
Octubre 6 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,39%	75,43%	75,41%	75,42%	75,40%	75,39%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	3664,70	3623,01	3644,09	3675,49	3708,40	3748,16
	REAL	4861,17	4803,07	4832,45	4873,64	4918,26	4971,44
Octubre 7 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,42%	75,47%	75,39%	75,36%	75,40%	75,36%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	4115,62	4059,21	3909,76	3984,61	3974,59	4012,07
	REAL	5456,76	5378,79	5186,20	5287,23	5271,29	5323,95
Octubre 8 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,44%	75,40%	75,41%	75,38%	75,38%	75,37%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	3976,29	3887,57	3883,58	3945,72	4003,86	4012,60
	REAL	5271,04	5156,23	5150,03	5234,41	5311,59	5323,91
Octubre 9 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,43%	75,40%	75,43%	75,35%	75,37%	75,36%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	3866,26	3856,21	385,37	3941,40	3985,55	4006,84
	REAL	5125,66	5114,16	510,88	5230,61	5288,03	5317,00

Tabla 22. Indicadores energéticos del compresor para 7 días NAN II.

### 6.1.3. COMPRESOR DE AIRE NAN III

Octubre 2 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,87%	75,89%	75,90%	75,86%	75,88%	75,84%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	2712,07	2691,16	2628,74	3037,80	3034,82	2776,22
	REAL	3574,53	3546,05	3463,32	4004,46	3999,34	3660,68
Octubre 3 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,84%	75,89%	75,89%	75,91%	75,91%	75,86%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	2741,93	2616,47	2673,23	2680,85	2995,46	3046,97
	REAL	3615,63	3447,64	3522,51	3531,81	3945,96	4016,83
Octubre 5 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,87%	75,93%	75,94%	75,94%	75,95%	75,93%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	2723,19	2636,18	2634,86	2630,09	2616,23	2648,64
	REAL	3589,18	3472,08	3469,66	3463,23	3444,87	3488,30
Octubre 6 de 2012							
EFICIENCIA	N	75,90%	75,89%	75,89%	75,92%	75,94%	75,93%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	2675,15	2618,85	2716,02	2629,34	2641,91	2658,44
	REAL	3524,71	3450,77	3578,69	3463,19	3479,08	3501,39
Octubre 7 de 2012							
EFICIENCIA	n	75,93%	75,90%	75,92%	75,88%	75,89%	75,88%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	2582,81	2955,73	2600,16	2681,11	2719,07	2720,03
	REAL	3401,75	3894,24	3424,72	3533,30	3583,04	3584,66
Octubre 8 de 2012							
EFICIENCIA	n	75,84%	75,89%	75,95%	75,95%	75,91%	75,90%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	3076,43	2951,85	2627,24	2572,77	2659,30	2660,24
	REAL	4056,50	3889,55	3459,24	3387,56	3503,13	3504,72
Octubre 9 de 2012							
EFICIENCIA	n	75,92%	75,93%	75,95%	75,91%	75,96%	75,93%
TRABAJO KW	ISENTROPICO	2680,78	2906,23	2632,06	2654,59	2599,50	2610,05
	REAL	3530,98	3827,34	3465,59	3496,83	3422,28	3437,47

Tabla 23. Indicadores energéticos del compresor para 7 días NAN III.

## 6.2.INDICADORES ENERGÉTICOS DE LA TURBINA DE VAPOR

### 6.2.1. TURBINA DE VAPOR NAN II

Octubre 2 de 2012							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2855,64	2822,60	2838,92	2855,52	2848,99	2838,84
	D0 (kg/s)	3,51	3,48	3,52	3,52	3,53	3,51
	d0 (kg/kW s)	1,23	1,23	1,24	1,23	1,24	1,24
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8619,91	8524,21	8592,11	8608,84	8608,76	8577,06
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,02	3,02	3,03	3,01	3,02	3,02
<b>EFICIENCIA</b>	N	33,13%	33,11%	33,04%	33,17%	33,09%	33,10%
Octubre 3 de 2012							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2847,76	2835,90	2804,80	2851,55	2880,66	3046,43
	D0 (kg/s)	3,52	3,51	3,47	3,51	3,55	3,78
	d0 (kg/kW s)	1,24	1,24	1,24	1,23	1,23	1,24
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8602,17	8596,92	8484,54	8593,72	8680,28	9218,13
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,02	3,03	3,03	3,01	3,01	3,03
<b>EFICIENCIA</b>	N	33,11%	32,99%	33,06%	33,18%	33,19%	33,05%
Octubre 5 de 2012							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2808,54	2778,49	2860,44	2853,64	2868,16	2828,29
	D0 (kg/s)	3,49	3,47	3,53	3,51	3,54	3,49
	d0 (kg/kW s)	1,24	1,25	1,24	1,23	1,23	1,23
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8540,33	8482,47	8649,40	8598,27	8670,53	8524,19
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,04	3,05	3,02	3,01	3,02	3,01
<b>EFICIENCIA</b>	N	32,89%	32,76%	33,07%	33,19%	33,08%	33,18%
Octubre 6 de 2012							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2789,91	2765,95	2779,46	2832,61	2856,91	2849,82
	D0 (kg/s)	3,43	3,43	3,43	3,50	3,50	3,51
	d0 (kg/kW s)	1,23	1,24	1,23	1,23	1,23	1,23
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8421,77	8412,42	8392,10	8564,73	8576,59	8588,31
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,02	3,04	3,02	3,02	3,00	3,01
<b>EFICIENCIA</b>	N	33,13%	32,88%	33,12%	33,07%	33,31%	33,18%
Octubre 7 de 2012							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2839,25	2878,92	2858,29	2905,89	2849,83	2850,01
	D0 (kg/s)	3,50	3,52	3,50	3,55	3,52	3,52
	d0 (kg/kW s)	1,23	1,22	1,23	1,22	1,23	1,24
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8563,05	8613,68	8554,15	8694,04	8591,67	8593,23
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,02	2,99	2,99	2,99	3,01	3,02

<b>EFICIENCIA</b>	N	33,16%	33,42%	33,41%	33,42%	33,17%	33,17%
<b>Octubre 8 de 2012</b>							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2838,64	2817,61	2835,47	2829,52	2852,48	2866,46
	D0 (kg/s)	3,49	3,49	3,54	3,54	3,53	3,54
	d0 (kg/kW s)	1,23	1,24	1,25	1,25	1,24	1,23
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8553,76	8551,91	8631,34	8615,33	8604,04	8651,78
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,01	3,04	3,04	3,04	3,02	3,02
<b>EFICIENCIA</b>	N	33,19%	32,95%	32,85%	32,84%	33,15%	33,13%
<b>Octubre 9 de 2012</b>							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2843,77	2898,20	2831,51	2894,70	2828,75	2904,45
	D0 (kg/s)	3,48	3,53	3,48	3,57	3,49	3,57
	d0 (kg/kW s)	1,22	1,22	1,23	1,23	1,23	1,23
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8502,54	8656,77	8518,38	8742,11	8501,78	8698,95
<b>q TURBINA</b>	Qitur	2,99	2,99	3,01	3,02	3,01	3,00
<b>EFICIENCIA</b>	N	33,45%	33,48%	33,24%	33,11%	33,27%	33,39%

Tabla 24. Indicadores energéticos Turbina de vapor NAN II.

### 6.2.2. TURBINA DE VAPOR NAN III

<b>Octubre 2 de 2012</b>							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2684,91	2707,79	2708,31	2765,72	2765,72	2726,48
	D0 (kg/s)	3,72	3,76	3,73	3,82	3,82	3,74
	d0 (kg/kW s)	1,39	1,39	1,38	1,38	1,38	1,37
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8537,81	8634,26	8578,56	8772,65	8772,65	8629,38
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,18	3,19	3,17	3,17	3,17	3,17
<b>EFICIENCIA</b>	N	31,45%	31,36%	31,57%	31,53%	31,53%	31,60%
<b>Octubre 3 de 2012</b>							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2744,28	2705,29	2693,82	2695,36	2750,65	2775,52
	D0 (kg/s)	3,78	3,77	3,72	3,73	3,82	3,84
	d0 (kg/kW s)	1,38	1,39	1,38	1,38	1,39	1,38
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8694,65	8682,44	8583,74	8588,63	8797,90	8831,87
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,17	3,21	3,19	3,19	3,20	3,18
<b>EFICIENCIA</b>	N	31,56%	31,16%	31,38%	31,38%	31,26%	31,43%
<b>Octubre 5 de 2012</b>							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2676,96	2705,95	2705,95	2675,77	2703,99	2715,18
	D0 (kg/s)	3,69	3,77	3,77	3,77	3,76	3,83
	d0 (kg/kW s)	1,38	1,39	1,39	1,41	1,39	1,41
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8497,29	8677,78	8677,78	8673,84	8662,36	8819,88
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,17	3,21	3,21	3,24	3,20	3,25

<b>EFICIENCIA</b>	N	31,50%	31,18%	31,18%	30,85%	31,22%	30,78%
<b>Octubre 6 de 2012</b>							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2751,50	2709,35	2716,68	2699,12	2686,86	2698,09
	D0 (kg/s)	3,80	3,74	3,73	3,75	3,72	3,74
	d0 (kg/kW s)	1,38	1,38	1,37	1,39	1,38	1,39
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8754,50	8618,93	8616,47	8607,82	8567,73	8628,58
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,18	3,18	3,17	3,19	3,19	3,20
<b>EFICIENCIA</b>	N	31,43%	31,43%	31,53%	31,36%	31,36%	31,27%
<b>Octubre 7 de 2012</b>							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2723,42	2682,37	2715,84	2707,44	2714,12	2714,12
	D0 (kg/s)	3,77	3,71	3,76	3,72	3,73	3,73
	d0 (kg/kW s)	1,38	1,38	1,38	1,37	1,37	1,37
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8672,58	8559,00	8673,52	8593,29	8608,54	8608,54
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,18	3,19	3,19	3,17	3,17	3,17
<b>EFICIENCIA</b>	N	31,40%	31,34%	31,31%	31,51%	31,53%	31,53%
<b>Octubre 8 de 2012</b>							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2740,75	2805,39	2761,55	2668,22	2697,58	2697,58
	D0 (kg/s)	3,73	3,81	3,75	3,70	3,74	3,74
	d0 (kg/kW s)	1,36	1,36	1,36	1,39	1,39	1,39
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8579,19	8765,63	8629,04	8531,37	8593,61	8593,11
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,13	3,12	3,12	3,20	3,19	3,19
<b>EFICIENCIA</b>	N	31,95%	32,00%	32,00%	31,28%	31,39%	31,39%
<b>Octubre 9 de 2012</b>							
<b>CONSUMO DE VAPOR</b>	Welec (kW)	2689,87	2684,37	2684,30	2694,13	2689,04	2720,51
	D0 (kg/s)	3,71	3,73	3,72	3,71	3,73	3,73
	d0 (kg/kW s)	1,38	1,39	1,39	1,38	1,39	1,37
<b>Q TURBINA</b>	Qi,tur (KW)	8575,46	8606,64	8589,95	8559,71	8573,24	8597,63
<b>q TURBINA</b>	Qitur	3,19	3,21	3,20	3,18	3,19	3,16
<b>EFICIENCIA</b>	N	31,37%	31,19%	31,25%	31,47%	31,37%	31,64%

Tabla 25. Indicadores energéticos turbina de vapor NAN III.

## 6.3.INDICADORES ENERGÉTICOS DEL EXPANDER

### 6.3.1. EXPANDER NAN I

Octubre 2 de 2012							
TRABAJO	TG	3487,30	3481,60	3368,90	3426,18	3513,29	3552,25
TRABAJO AL	COMPRESOR	295,19	294,58	277,05	278,60	268,83	277,65
EFICIENCIA	TURBINA	87,40%	87,39%	87,17%	87,08%	86,63%	86,78%
Octubre 3 de 2012							
TRABAJO	TG	3580,37	3398,82	3355,71	3417,32	3463,86	3485,73
TRABAJO AL	COMPRESOR	275,34	269,73	279,58	279,02	270,79	270,56
EFICIENCIA	TURBINA	86,66%	86,90%	87,27%	87,11%	86,78%	86,73%
Octubre 5 de 2012							
TRABAJO	TG	3438,12	3414,06	3409,37	3410,22	3470,04	3462,89
TRABAJO AL	COMPRESOR	269,61	269,07	278,22	277,87	268,80	268,90
EFICIENCIA	TURBINA	86,81%	86,84%	87,11%	87,10%	86,72%	86,74%
Octubre 6 de 2012							
TRABAJO	TG	3690,04	3771,58	3640,70	3593,54	3601,49	3736,81
TRABAJO AL	COMPRESOR	266,56	266,18	265,95	266,96	266,87	266,14
EFICIENCIA	TURBINA	86,23%	86,07%	86,30%	86,42%	86,40%	86,13%
Octubre 7 de 2012							
TRABAJO	TG	3703,49	3766,09	3596,58	3675,62	3635,70	3622,41
TRABAJO AL	COMPRESOR	266,80	267,50	267,58	267,76	267,30	266,15
EFICIENCIA	TURBINA	86,21%	86,12%	86,43%	86,29%	86,35%	86,34%
Octubre 8 de 2012							
TRABAJO	TG	3641,42	3594,07	3540,83	3633,15	3720,03	3613,23
TRABAJO AL	COMPRESOR	265,82	267,03	266,73	265,45	269,09	264,37
EFICIENCIA	TURBINA	86,30%	86,42%	86,52%	86,31%	86,24%	86,32%
Octubre 9 de 2012							
TRABAJO	TG	3721,21	3725,89	3535,68	3552,77	3546,42	3603,37
TRABAJO AL	COMPRESOR	266,94	265,67	267,30	267,63	268,35	266,21
EFICIENCIA	TURBINA	86,18%	86,14%	86,54%	86,52%	86,55%	86,38%

Tabla 26. Indicadores energéticos turbina de gas de NAN I.

### 6.3.2. EXPANDER NAN II

Octubre 2 de 2012							
TRABAJO	TG	4807,40	4504,28	4522,75	4597,56	4603,67	4576,78
TRABAJO AL	COMPRESOR	316,08	307,61	313,70	319,77	316,30	316,21
EFICIENCIA	TURBINA	96,33%	96,60%	96,71%	96,73%	96,64%	96,68%
Octubre 3 de 2012							
TRABAJO	TG	4554,66	4508,09	4505,35	4580,16	4719,86	4647,45
TRABAJO AL	COMPRESOR	315,03	312,67	309,29	319,07	320,73	312,10
EFICIENCIA	TURBINA	96,69%	96,71%	96,63%	96,74%	96,56%	96,48%
Octubre 5 de 2012							
TRABAJO	TG	4589,96	4428,33	4650,68	4556,89	4683,77	4615,85
TRABAJO AL	COMPRESOR	315,03	306,61	314,22	319,38	318,63	316,45
EFICIENCIA	TURBINA	96,63%	96,69%	96,52%	96,78%	96,57%	96,62%
Octubre 6 de 2012							
TRABAJO	TG	4495,96	4255,79	4264,91	4278,83	4360,44	4381,89
TRABAJO AL	COMPRESOR	295,61	292,08	293,86	296,45	299,25	302,40
EFICIENCIA	TURBINA	96,33%	96,63%	96,66%	96,70%	96,63%	96,67%
Octubre 7 de 2012							
TRABAJO	TG	4818,80	4798,54	4573,96	4560,50	4709,56	4697,97
TRABAJO AL	COMPRESOR	332,02	327,29	315,26	321,33	320,73	323,65
EFICIENCIA	TURBINA	96,66%	96,59%	96,66%	96,82%	96,58%	96,66%
Octubre 8 de 2012							
TRABAJO	TG	4589,72	4433,61	4495,25	4554,98	4726,82	4709,20
TRABAJO AL	COMPRESOR	320,79	313,37	313,18	318,21	323,07	323,71
EFICIENCIA	TURBINA	96,76%	96,85%	96,74%	96,76%	96,60%	96,64%
Octubre 9 de 2012							
TRABAJO	TG	4487,21	4403,33	450,02	4547,88	4681,12	4609,35
TRABAJO AL	COMPRESOR	311,91	310,85	31,08	317,83	321,58	323,23
EFICIENCIA	TURBINA	96,72%	96,84%	96,68%	96,76%	96,64%	96,79%

Tabla 27. Indicadores energéticos Turbina de gas NAN II.

### 6.3.3. EXPANDER NAN III

Octubre 2 de 2012							
TRABAJO	TG	3136,38	3125,71	3065,14	3498,08	3532,12	3183,27
TRABAJO AL	COMPRESOR	219,15	217,31	212,36	245,41	245,33	224,35
EFICIENCIA	TURBINA	96,76%	96,72%	96,70%	96,79%	96,72%	96,82%
Octubre 3 de 2012							
TRABAJO	TG	3135,06	3038,97	3080,40	3104,71	3504,31	3512,31
TRABAJO AL	COMPRESOR	221,53	211,28	215,95	216,61	242,18	246,24
EFICIENCIA	TURBINA	96,84%	96,72%	96,78%	96,75%	96,68%	96,79%
Octubre 5 de 2012							
TRABAJO	TG	3141,66	3072,94	3093,07	3073,90	3093,72	3078,99
TRABAJO AL	COMPRESOR	220,05	212,90	212,89	212,54	211,55	214,11
EFICIENCIA	TURBINA	96,78%	96,70%	96,65%	96,69%	96,61%	96,73%
Octubre 6 de 2012							
TRABAJO	TG	3099,90	2991,06	3101,88	3046,80	3089,60	3065,67
TRABAJO AL	COMPRESOR	216,19	211,47	219,41	212,47	213,62	214,90
EFICIENCIA	TURBINA	96,75%	96,85%	96,85%	96,75%	96,68%	96,78%
Octubre 7 de 2012							
TRABAJO	TG	3008,51	3421,76	3043,15	3039,19	3128,93	3118,88
TRABAJO AL	COMPRESOR	208,74	238,68	210,07	216,61	219,81	219,84
EFICIENCIA	TURBINA	96,71%	96,74%	96,67%	96,90%	96,80%	96,82%
Octubre 8 de 2012							
TRABAJO	TG	3554,05	3412,17	3096,16	3038,10	3088,63	3078,71
TRABAJO AL	COMPRESOR	248,56	238,37	212,28	207,91	215,00	215,03
EFICIENCIA	TURBINA	96,77%	96,76%	96,62%	96,61%	96,73%	96,76%
Octubre 9 de 2012							
TRABAJO	TG	3150,36	3400,96	3094,45	3041,84	3058,76	3056,14
TRABAJO AL	COMPRESOR	216,66	234,72	212,67	214,50	210,20	210,99
EFICIENCIA	TURBINA	96,65%	96,67%	96,64%	96,83%	96,64%	96,67%

Tabla 28. Indicadores energéticos turbina de gas NAN III.

## 6.4.INDICADORES ENERGÉTICOS DE LOS INTERCOOLERS

### 6.4.1. INTERCOOLER 1 NAN II

Octubre 2 de 2012							
CALOR	REAL	1118,45	1176,67	1211,60	1231,64	1230,55	1226,07
C	MIN	16,81	16,20	16,68	16,95	16,94	16,88
CALOR	MAXIMO	1162,04	1218,37	1254,53	1275,28	1274,16	1269,52
EFFECTIVIDAD	INTERCOOLER	96,25%	96,58%	96,58%	96,58%	96,58%	96,58%
Octubre 3 de 2012							
CALOR	REAL	1170,76	1190,51	1179,67	1162,73	1247,79	1210,15
C	MIN	16,76	16,51	16,50	16,93	17,18	16,66
CALOR	MAXIMO	1214,04	1233,04	1222,21	1206,51	1292,01	1253,04
EFFECTIVIDAD	INTERCAMBIADOR	96,44%	96,55%	96,52%	96,37%	96,58%	96,58%
Octubre 5 de 2012							
CALOR	REAL	1189,44	1174,61	1195,00	1156,07	1125,53	1132,90
C	MIN	16,76	16,29	16,71	16,95	17,06	16,89
CALOR	MAXIMO	1232,66	1216,58	1238,06	1199,93	1169,79	1176,66
EFFECTIVIDAD	INTERCAMBIADOR	96,49%	96,55%	96,52%	96,34%	96,22%	96,28%
Octubre 6 de 2012							
CALOR	REAL	1045,99	1127,60	1134,99	1095,93	1101,72	1064,61
C	MIN	15,72	15,52	15,62	15,81	16,03	16,14
CALOR	MAXIMO	1086,76	1167,56	1175,21	1136,79	1143,16	1106,48
EFFECTIVIDAD	INTERCAMBIADOR	96,25%	96,58%	96,58%	96,41%	96,37%	96,22%
Octubre 7 de 2012							
CALOR	REAL	1221,60	1203,15	1168,54	1133,62	1123,37	1113,49
C	MIN	17,77	17,50	16,70	16,99	17,18	17,17
CALOR	MAXIMO	1267,55	1248,40	1211,67	1177,65	1167,96	1158,10
EFFECTIVIDAD	INTERCAMBIADOR	96,37%	96,37%	96,44%	96,26%	96,18%	96,15%
Octubre 8 de 2012							
CALOR	REAL	1144,83	1202,39	1209,58	1225,65	1252,36	1249,89
C	MIN	17,21	16,55	16,65	16,87	17,24	17,20
CALOR	MAXIMO	1189,45	1245,00	1252,44	1269,08	1296,74	1294,18
EFFECTIVIDAD	INTERCAMBIADOR	96,25%	96,58%	96,58%	96,58%	96,58%	96,58%
Octubre 9 de 2012							
CALOR	REAL	1111,76	1194,18	120,55	1218,33	1244,36	1245,82
C	MIN	16,71	16,44	1,66	16,77	17,13	17,15
CALOR	MAXIMO	1155,09	1236,50	124,83	1261,50	1288,45	1289,96
EFFECTIVIDAD	INTERCAMBIADOR	96,25%	96,58%	96,58%	96,58%	96,58%	96,58%

Tabla 29. Indicadores energéticos del Intercooler 1 NAN II.

#### 6.4.2. INTERCOOLER 2 NAN II

Octubre 2 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1051,84	1040,30	1071,18	1070,00	1059,62	1055,76
<b>C</b>	MIN	16,81	16,20	16,68	16,95	16,94	16,88
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1106,00	1092,39	1124,82	1124,59	1114,18	1110,13
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	95,10%	95,23%	95,23%	95,15%	95,10%	95,10%
Octubre 3 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1067,02	1069,87	1069,22	1087,18	1064,89	1032,77
<b>C</b>	MIN	16,76	16,51	16,50	16,93	17,18	16,66
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1120,94	1122,95	1122,27	1141,62	1120,25	1086,46
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	95,19%	95,27%	95,27%	95,23%	95,06%	95,06%
Octubre 5 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1067,02	1055,58	1082,27	1079,45	1067,43	1065,98
<b>C</b>	MIN	16,76	16,29	16,71	16,95	17,06	16,89
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1120,94	1107,95	1135,97	1134,00	1122,39	1120,36
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	95,19%	95,27%	95,27%	95,19%	95,10%	95,15%
Octubre 6 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	983,69	1014,22	1012,16	1006,84	1020,36	1000,67
<b>C</b>	MIN	15,72	15,52	15,62	15,81	16,03	16,14
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1034,35	1064,08	1062,38	1057,73	1071,93	1052,68
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	95,10%	95,31%	95,27%	95,19%	95,19%	95,06%
Octubre 7 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1121,49	1114,31	1071,67	1066,33	1064,89	1055,03
<b>C</b>	MIN	17,77	17,50	16,70	16,99	17,18	17,17
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1178,70	1170,62	1125,39	1121,03	1120,25	1110,40
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	95,15%	95,19%	95,23%	95,12%	95,06%	95,01%
Octubre 8 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1111,17	1073,18	1060,12	1102,41	1077,44	1058,06
<b>C</b>	MIN	17,21	16,55	16,65	16,87	17,24	17,20
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1166,51	1126,38	1113,69	1156,61	1132,97	1113,53
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	95,26%	95,28%	95,19%	95,31%	95,10%	95,02%
Octubre 9 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1064,17	1046,62	108,43	1067,79	1089,64	1083,28
<b>C</b>	MIN	16,71	16,44	1,66	16,77	17,13	17,15
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1117,95	1099,51	113,76	1121,75	1144,76	1138,48
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	95,19%	95,19%	95,31%	95,19%	95,19%	95,15%

Tabla 30. Indicadores energéticos del Intercooler 2 NAN II.

### 6.4.3. INTERCOOLER 1 NAN III

Octubre 2 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1175,57	1153,45	1202,35	1326,90	1339,82	1191,70
<b>C</b>	MIN	12,68	12,52	12,30	14,14	14,28	12,93
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1207,46	1184,94	1233,11	1362,42	1375,68	1224,24
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	97,36%	97,34%	97,51%	97,39%	97,39%	97,34%
Octubre 3 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1180,75	1209,59	1219,98	1215,58	1352,95	1311,72
<b>C</b>	MIN	12,74	12,17	12,48	12,58	14,17	14,23
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1212,78	1239,95	1251,19	1247,08	1388,46	1347,54
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	97,36%	97,55%	97,51%	97,47%	97,44%	97,34%
Octubre 5 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1173,29	1198,54	1206,39	1214,48	932,08	1183,39
<b>C</b>	MIN	12,73	12,34	12,42	12,43	12,45	12,54
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1205,33	1229,39	1237,45	1245,55	964,04	1214,86
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	97,34%	97,49%	97,49%	97,51%	96,68%	97,41%
Octubre 6 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1168,90	1217,47	1219,21	1202,68	1198,60	1193,89
<b>C</b>	MIN	12,56	12,18	12,69	12,38	12,55	12,58
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1200,48	1247,84	1251,00	1233,65	1230,06	1225,43
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	97,37%	97,57%	97,46%	97,49%	97,44%	97,43%
Octubre 7 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1177,92	1330,11	1180,11	1147,48	923,05	920,09
<b>C</b>	MIN	12,19	13,77	12,22	12,53	12,80	12,76
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1208,44	1364,57	1210,69	1179,03	956,03	952,96
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	97,47%	97,47%	97,47%	97,32%	96,55%	96,55%
Octubre 8 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1357,63	1341,68	1225,44	1161,79	1166,08	1162,33
<b>C</b>	MIN	14,30	13,73	12,40	12,17	12,58	12,54
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1393,49	1376,00	1256,40	1192,28	1197,71	1193,86
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	97,43%	97,51%	97,54%	97,44%	97,36%	97,36%
Octubre 9 de 2012							
<b>CALOR</b>	REAL	1202,66	1330,90	1213,85	1177,66	1163,06	1159,27
<b>C</b>	MIN	12,65	13,62	12,42	12,48	12,40	12,36
<b>CALOR</b>	MAXIMO	1234,37	1364,95	1244,90	1208,98	1194,19	1190,30
<b>EFFECTIVIDAD</b>	INTERCOOLER	97,43%	97,51%	97,51%	97,41%	97,39%	97,39%

Tabla 31. Indicadores energéticos del Intercooler 1 de la NAN III

6.4.4. INTERCOOLER 2 NAN III

Octubre 2 de 2012							
CALOR	REAL	933,83	921,79	926,65	1033,64	1043,70	945,16
C	MIN	12,68	12,52	12,30	14,14	14,28	12,93
CALOR	MAXIMO	967,94	955,46	959,69	1071,71	1082,14	979,97
EFFECTIVIDAD	INTERCOOLER	96,48%	96,48%	96,56%	96,45%	96,45%	96,45%
Octubre 3 de 2012							
CALOR	REAL	930,84	916,55	926,33	933,64	1051,27	1040,35
C	MIN	12,74	12,17	12,48	12,58	14,17	14,23
CALOR	MAXIMO	965,13	949,23	959,89	967,47	1089,36	1078,66
EFFECTIVIDAD	INTERCOOLER	96,45%	96,56%	96,50%	96,50%	96,50%	96,45%
Octubre 5 de 2012							
CALOR	REAL	930,56	929,01	935,10	922,15	930,59	916,41
C	MIN	12,73	12,34	12,42	12,43	12,45	12,54
CALOR	MAXIMO	964,83	962,13	968,44	955,56	964,04	950,16
EFFECTIVIDAD	INTERCOOLER	96,45%	96,56%	96,56%	96,50%	96,53%	96,45%
Octubre 6 de 2012							
CALOR	REAL	927,29	890,24	927,71	904,64	917,35	912,10
C	MIN	12,56	12,18	12,69	12,38	12,55	12,58
CALOR	MAXIMO	961,08	923,02	961,87	937,96	951,13	945,97
EFFECTIVIDAD	INTERCOOLER	96,48%	96,45%	96,45%	96,45%	96,45%	96,42%
Octubre 7 de 2012							
CALOR	REAL	891,12	1021,60	899,59	901,67	1171,23	1167,47
C	MIN	12,19	13,77	12,22	12,53	12,80	12,76
CALOR	MAXIMO	923,94	1058,61	932,45	935,43	1205,00	1201,13
EFFECTIVIDAD	INTERCOOLER	96,45%	96,50%	96,48%	96,39%	97,20%	97,20%
Octubre 8 de 2012							
CALOR	REAL	1045,16	1018,73	926,89	902,73	933,29	930,30
C	MIN	14,30	13,73	12,40	12,17	12,58	12,54
CALOR	MAXIMO	1083,65	1055,65	960,21	935,44	967,11	964,00
EFFECTIVIDAD	INTERCOOLER	96,45%	96,50%	96,53%	96,50%	96,50%	96,50%

Tabla 32. Indicadores energéticos del Intercooler 1 de la NAN III

## 6.5. ESTUDIO ENERGÉTICO DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE

En la siguiente tabla podemos observar el comportamiento del condensador de superficie de la planta NAN III de Abocol.

<b>CONDENSADOR DE SUPERFICIE</b>	<b>Temp. Vapor</b>	<b>Ts (°C)</b>	57,2
	<b>Temp. Agua (°C)</b>	<b>Entrada</b>	28,8
		<b>Salida</b>	39
	<b>LMTD (°C)</b>		22,9
	<b>TM (°C)</b>		33,9
	<b>Flujo másico (kg/s)</b>		250,4
	<b>Q (kW)</b>		10584,41
	<b>Vw (ft/s)</b>		3,61
	<b>Coefficiente de transferencia de calor</b>	<b>As</b>	307,43
		<b>Ue</b>	1,50
		<b>Ud</b>	1,88
	<b>Eficiencia</b>	<b>NTU</b>	0,55
		<b>e</b>	0,42

Tabla 33. Resultados del condensador de superficie de la NAN III.

Solo se realizó el estudio de los indicadores energéticos al condensador de superficie de la NAN III porqué en la NAN II no se obtuvieron datos ya que no hay aparatos de medición que nos permitan tener los parámetros de operación.

Sin embargo para la NAN III hubo unos parámetros los cuales tuvimos que tomar directamente en la planta con aparatos de medición portátiles, por tal motivo dichos parámetros solo se tomaron a una hora y un día específico.

## 6.6. TREN DE COMPRESIÓN NAN I

		MEDICIÓN	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00
EFICIENCIA	PLANTA	02/10/2012	79,54%	79,70%	76,22%	75,67%	72,66%	74,31%
	PLANTA	03/10/2012	72,91%	74,53%	77,32%	75,93%	73,34%	72,79%
	PLANTA	05/10/2012	73,79%	73,77%	76,37%	76,41%	72,86%	73,02%
	PLANTA	06/10/2012	68,84%	66,76%	68,96%	69,77%	69,63%	67,78%
	PLANTA	07/10/2012	68,42%	67,72%	70,48%	69,36%	69,83%	69,43%
	PLANTA	08/10/2012	69,35%	70,08%	71,11%	69,38%	69,20%	69,39%
	PLANTA	09/10/2012	67,78%	67,81%	70,57%	70,55%	70,69%	69,72%

Tabla 34. Eficiencia del Tren de compresión de la NAN I

## 6.7. TREN DE COMPRESIÓN NAN II

		MEDICIÓN	8:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00
EFICIENCIA	PLANTA	02/10/2012	67,83%	69,10%	70,07%	70,57%	69,75%	70,10%
	PLANTA	03/10/2012	69,99%	70,05%	69,55%	70,62%	69,35%	66,69%
	PLANTA	04/10/2012	70,02%	69,96%	68,79%	70,89%	69,34%	69,89%
	PLANTA	05/10/2012	66,72%	68,40%	68,60%	68,53%	68,15%	68,75%
	PLANTA	06/10/2012	71,26%	70,06%	69,78%	70,81%	69,73%	70,53%
	PLANTA	07/10/2012	70,96%	71,11%	70,25%	70,88%	70,08%	70,28%
	PLANTA	08/10/2012	69,92%	70,04%	15,57%	70,28%	70,41%	70,76%

Tabla 35. Eficiencia del Tren de compresión de la NAN I

## 6.8. TREN DE COMPRESIÓN NAN III

		MEDICIÓN	8:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00
EFICIENCIA	PLANTA	02/10/2012	61,40%	60,79%	59,99%	63,93%	63,50%	61,94%
	PLANTA	03/10/2012	61,50%	60,02%	61,00%	60,89%	63,09%	63,88%
	PLANTA	05/10/2012	61,68%	60,08%	59,83%	60,23%	59,42%	60,20%
	PLANTA	06/10/2012	60,24%	60,54%	61,50%	60,27%	60,23%	60,75%
	PLANTA	07/10/2012	59,35%	63,80%	59,47%	61,48%	61,32%	61,45%
	PLANTA	08/10/2012	64,44%	62,56%	59,05%	59,36%	60,54%	60,67%
	PLANTA	09/10/2012	60,46%	62,89%	59,97%	60,96%	59,54%	59,51%

Tabla 36. Eficiencia del Tren de compresión de la NAN I

## 7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En la planta de ácido nítrico NAN I, el promedio de la eficiencia del tren de compresión, del expander y del compresor de los 7 días se ven reflejados en la tabla 31.

PROMEDIO	INDICADOR	UNIDAD	VALOR
NAN I	Eficiencia Tren de compresión	(%)	71,76
	Eficiencia Isentrópica del Expander	(%)	86,59
	Eficiencia isentrópica del compresor	(%)	75,55
	Potencia motor	MW	1,104

Tabla 37. Promedio de indicadores NAN I

En la planta de ácido nítrico NAN II, el promedio de la eficiencia del tren de compresión, de la turbina de vapor, del expander y del compresor de los 7 días se ven reflejados en la tabla 32.

PROMEDIO	INDICADOR	UNIDAD	VALOR
NAN II	Eficiencia Tren de compresión	(%)	68,44
	Eficiencia de la Turbina de vapor	(%)	33,14
	Eficiencia isentrópica del expander	(%)	96,66
	Eficiencia isentrópica del compresor	(%)	75,40
	Consumo específico del vapor	Kg/kWh	4,443

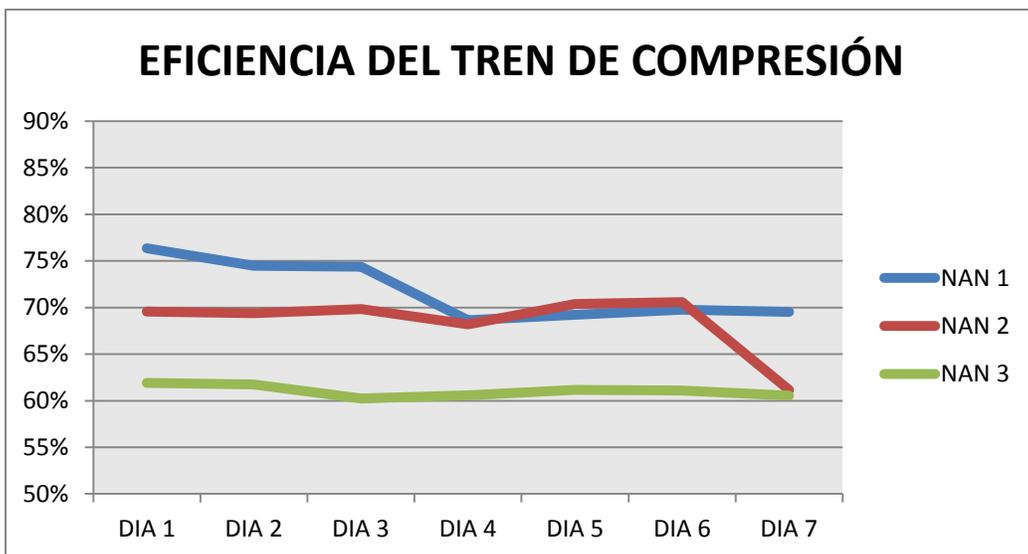
**Tabla 38. Promedio de indicadores NAN II**

En la planta de ácido nítrico NAN III, el promedio de la eficiencia del tren de compresión, de la turbina de vapor, del expander y del compresor de los 7 días se ven reflejados en la tabla 33.

PROMEDIO	INDICADOR	UNIDAD	VALOR
NAN III	Eficiencia Tren de compresión	(%)	61,04
	Eficiencia de la Turbina de vapor	(%)	33,41
	Eficiencia isentrópica del expander	(%)	96,74
	Eficiencia isentrópica del compresor	(%)	75,90
	Consumo específico del vapor	Kg/kWh	4,976

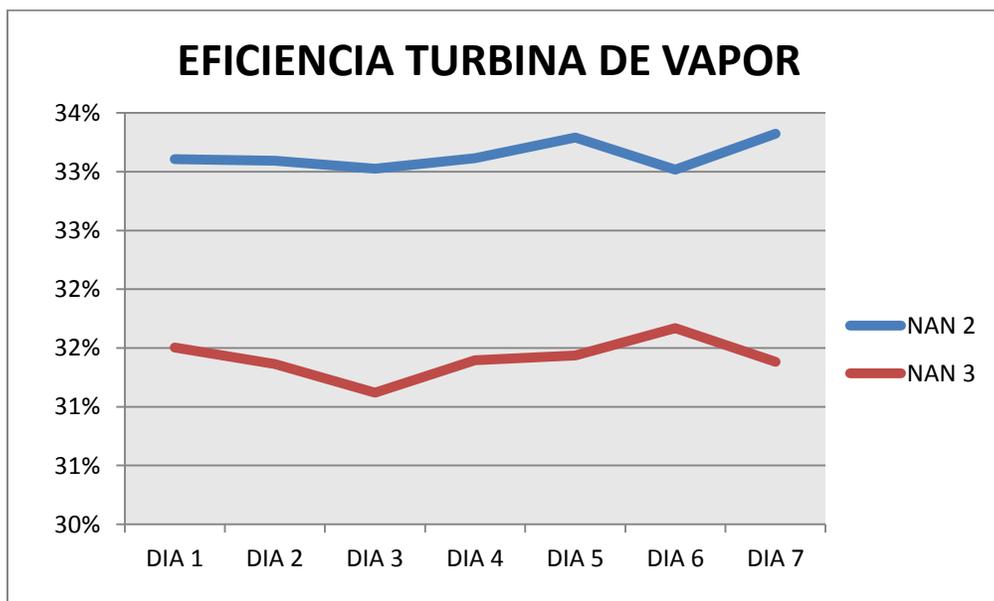
**Tabla 39. Promedio de indicadores NAN III**

En la gráfica 4 observamos la eficiencia del tren de compresión de cada día, donde denota que la configuración del Tren de compresión de la NAN I es la más eficiente.



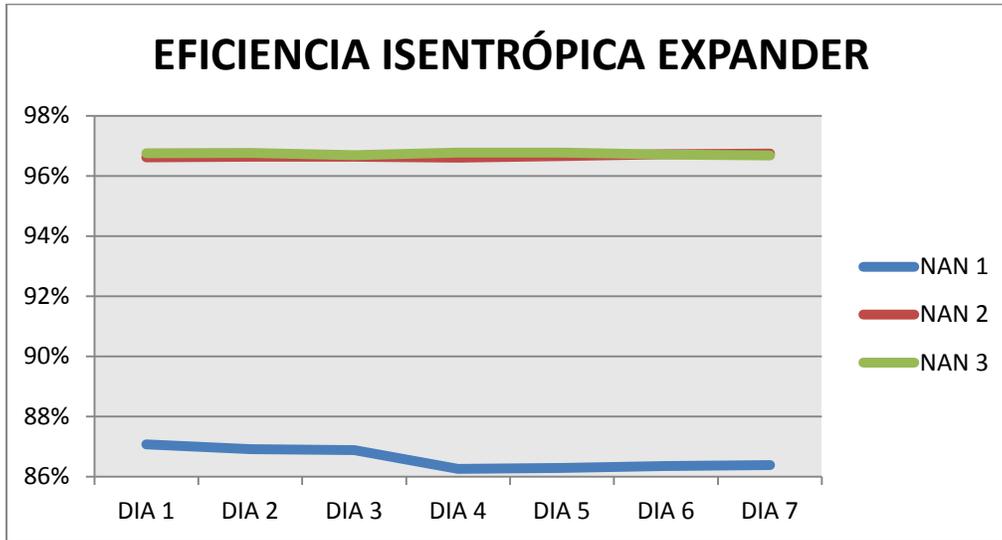
Gráfica 4. Comparación de la eficiencia por día del tren de compresión para cada una de las NAN.

En la gráfica 5 se muestra la eficiencia de la Turbina de vapor para la NAN II y la NAN III, donde vemos que se encuentra en un rango de 31% a 34%, es decir, no hay una diferencia significativa en cuanto la eficiencia energética.



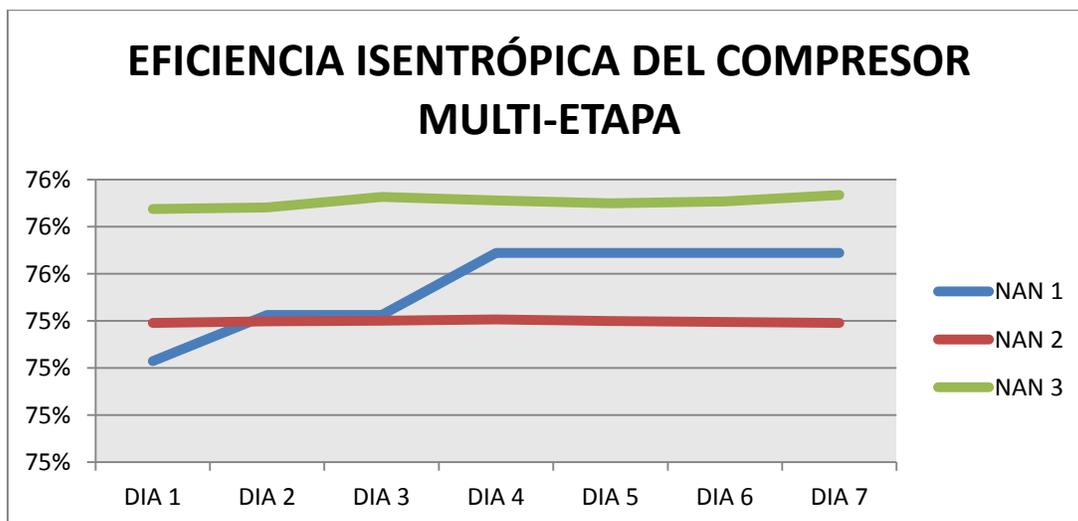
Gráfica 5. Comparación de la eficiencia por día de la Turbina de Vapor para la NAN II y NAN III.

En la gráfica 6 se evidencia que la eficiencia isentrópica del expander en la NAN II y III es muy similar, en una rango de 96% a 97%; pero difiere en la eficiencia de la NAN I ya que esta entre 86% - 88%.



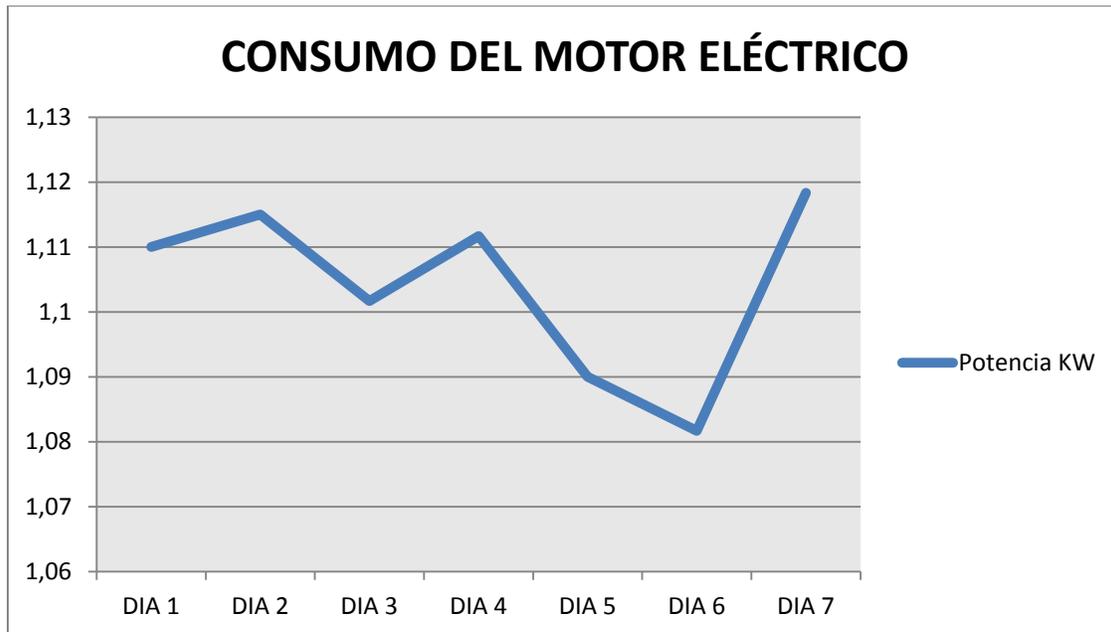
Gráfica 6. Comparación de la eficiencia por día del Expander para las tres NAN.

En la gráfica 7 se encuentra las eficiencias de los tres compresores de la NAN I, NAN II y NAN III, y se evidencia que no existe una diferencia significativa entre los tres compresores; estando en una rango de 75% a 76%.



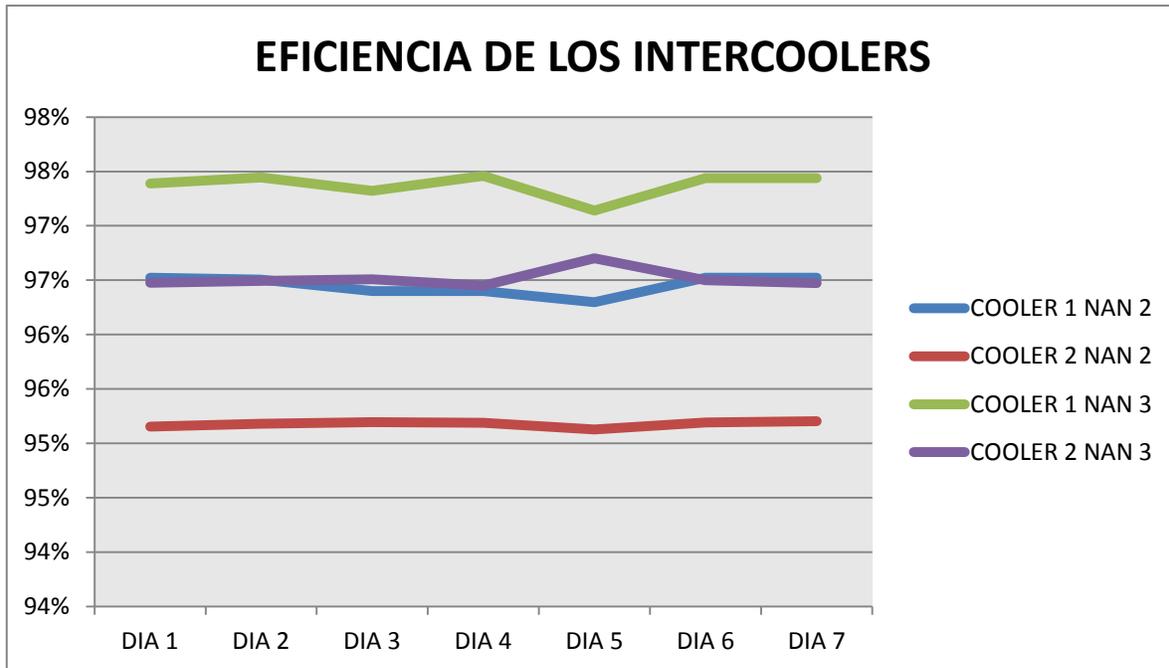
Gráfica 7. Comparación de la eficiencia por día del Compresor para las tres NAN.

El histórico por siete días del consumo eléctrico en la NAN I por parte del motor eléctrico se evidencia en la gráfica 8, denotando que el día 6 tuvo un mayor consumo con 1,12 MW.



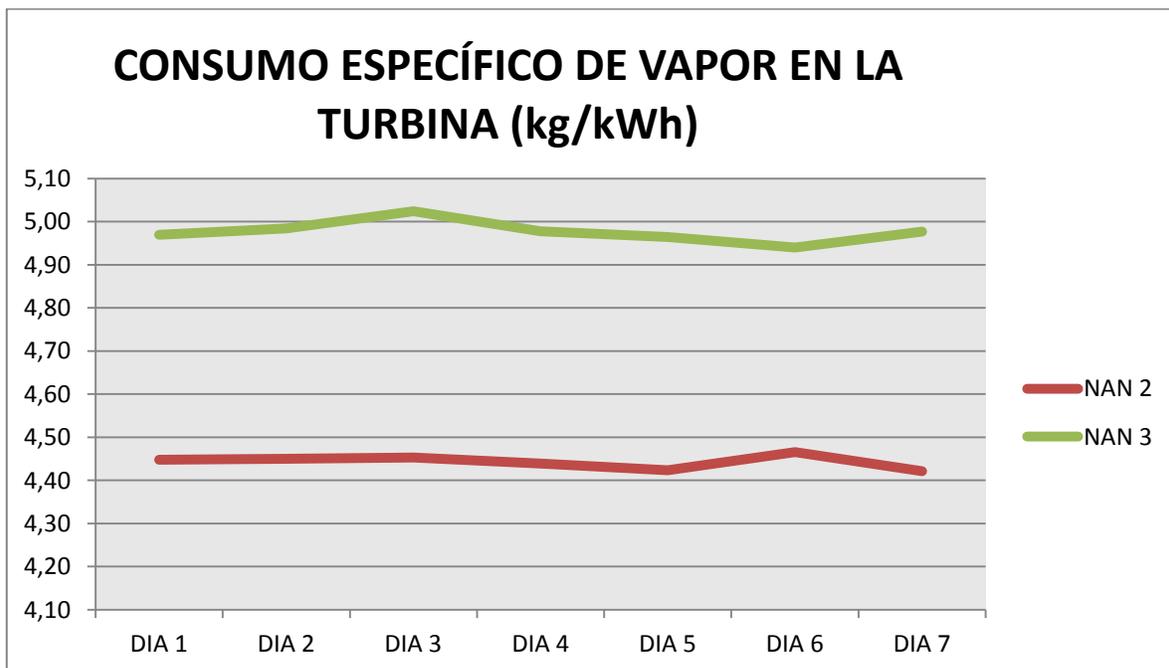
Gráfica 8. Consumo del motor eléctrico por día en la NAN I.

Para los Intercoolers 1 y 2 de la NAN I y la NAN II, la eficiencia se encuentra en un rango eficiente de operación, entre 95% - 98%, ver gráfica 9.



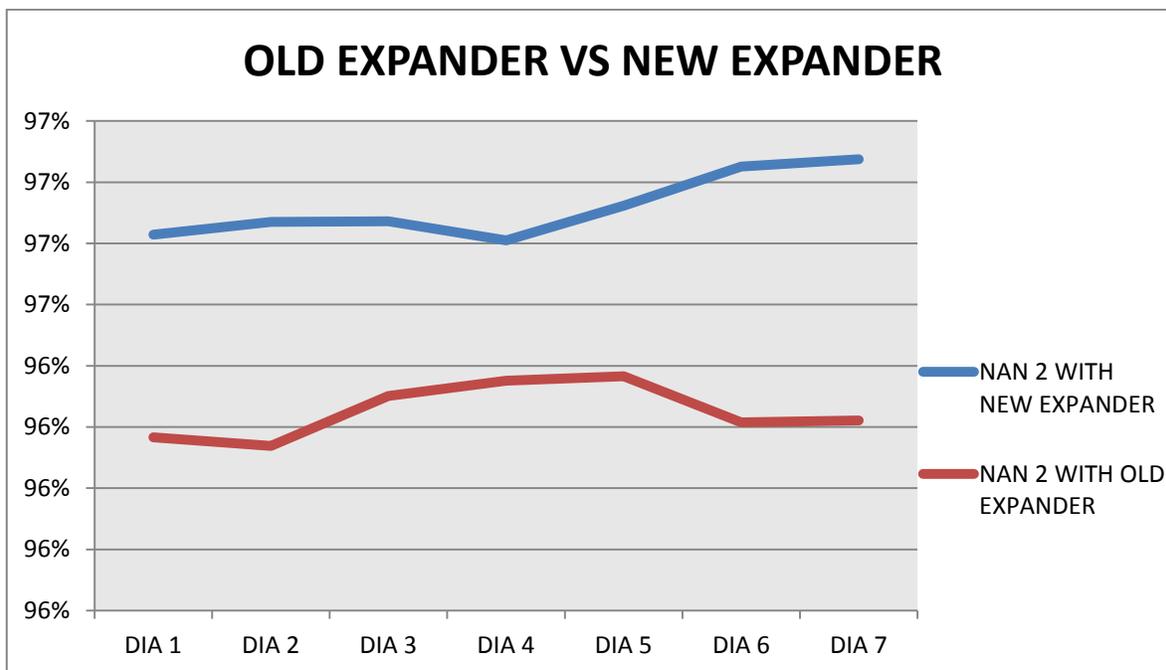
Gráfica 9. Eficiencia de los Intercoolers en la NAN II y la NAN III.

El consumo específico de vapor en la Turbina de vapor para la NAN II y la NAN III, se encuentra en un rango de 4,4 – 5 kg/KWh el cual es muy parecido para ellas.



Gráfica 10. Consumo específico de vapor en la turbina por día en la NAN II y NAN III.

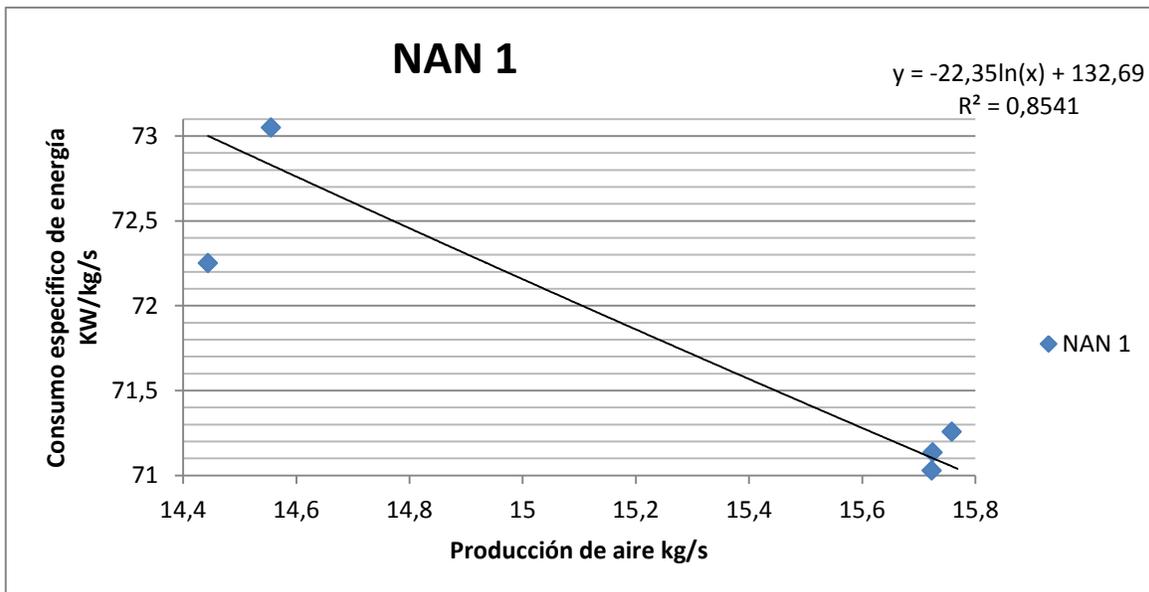
En la evaluación energética realizada, se determinó que antes del cambio del expander en la NAN II la eficiencia estaba aproximadamente en un 96% (NAN 2 with new expander) y después del cambio del expander su eficiencia esta aproximadamente en un 97%. Se concluye que hubo un incremento pero no lo suficientemente significativo como para justificar que la razón del cambio se debía a un incremento en la eficiencia. Ver gráfica 11.



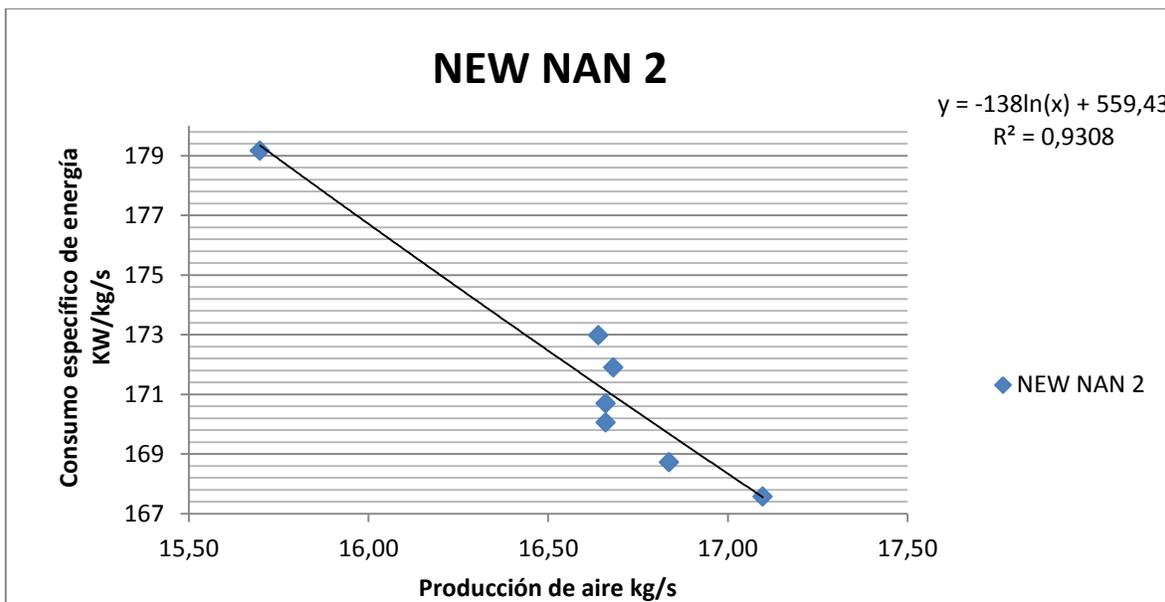
**Gráfica 11. Comparación de la eficiencia isentrópica del New expander y el Old expander. NAN II**

Se utilizó el consumo específico de energía por unidad de flujo de aire como indicador de desempeño energético en las plantas de ácido nítrico, este se determinó como la relación entre la potencia consumida por la planta y el flujo de aire proporcionado por el compresor.

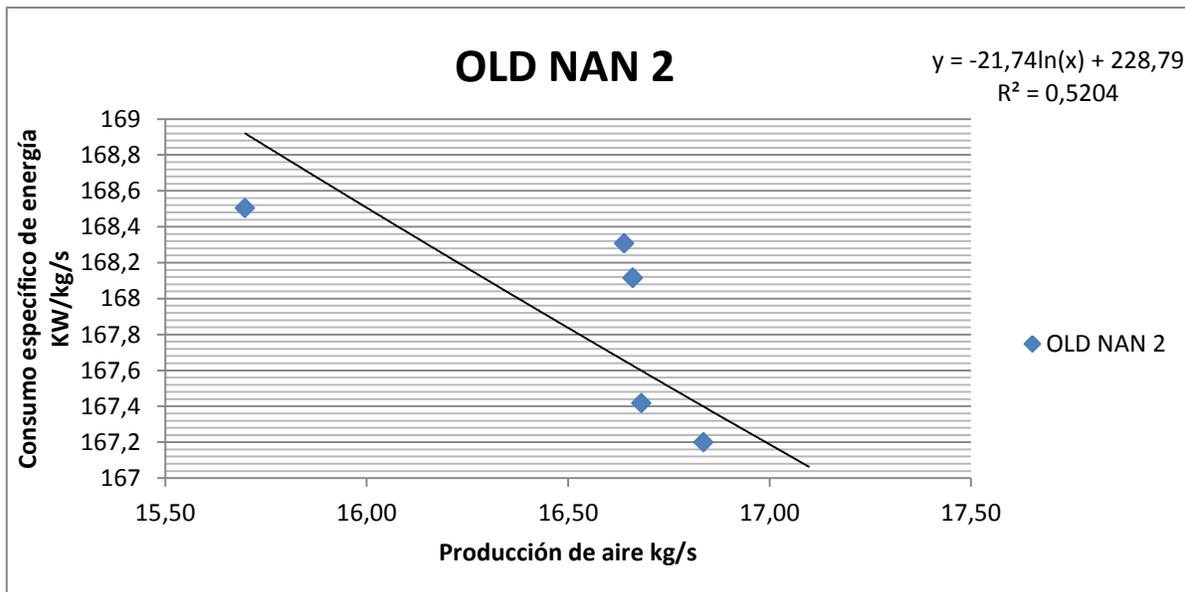
En la planta de ácido nítrico NAN 1 la relación se hizo entre la potencia que consume el compresor por parte del motor eléctrico y el flujo de aire que suministra el compresor, por otra parte, en las plantas de ácido nítrico NAN 2 y NAN 3 la relación se hace entre la potencia que puede proporcionar el vapor que entra a la turbina de vapor y el flujo de aire suministrado por los compresores. A continuación se muestra una gráfica con los resultados de valores promedio de funcionamiento para las tres plantas. Cabe aclarar que en el caso de la NAN 2 se hace una evaluación antes y después del cambio del expander.



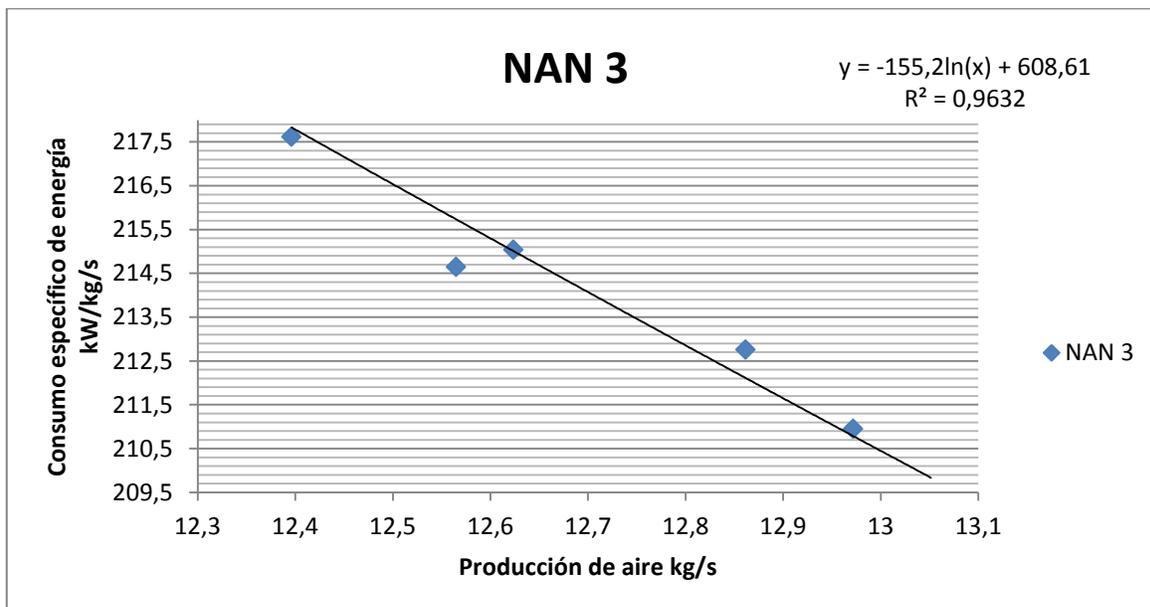
Gráfica 12. Consumo específico de energía vs producción de energía en la NAN I.



Gráfica 13. Consumo específico de energía vs producción de energía en la NAN II después del cambio del expander.

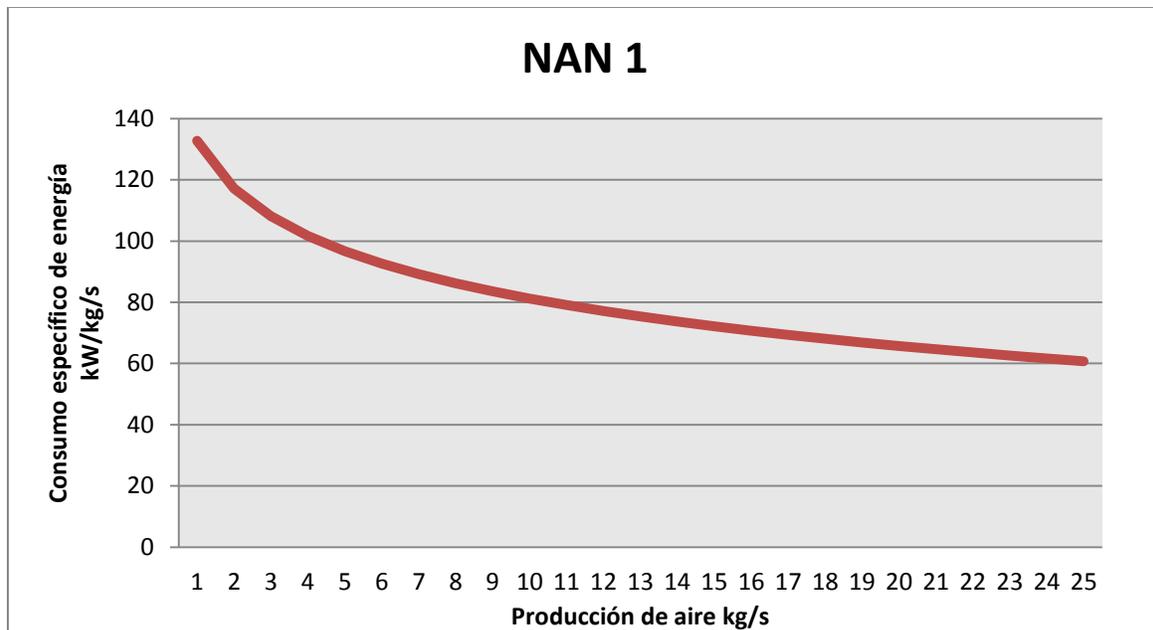


Gráfica 14. Consumo específico de energía vs producción de energía en la NAN II antes del cambio del expander.

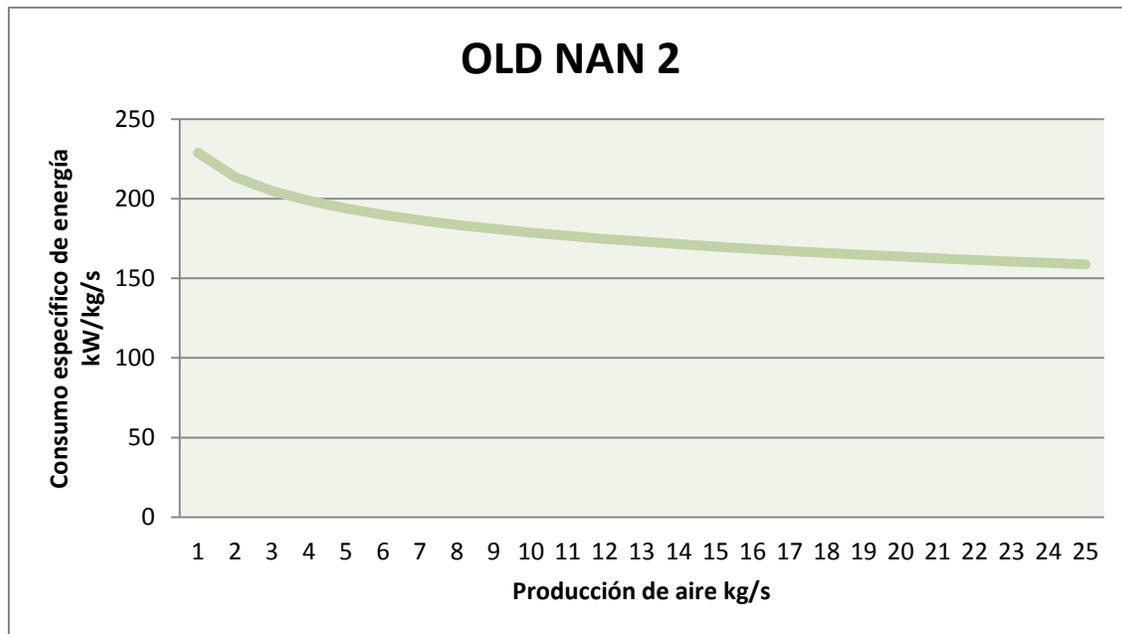


Gráfica 15. Consumo específico de energía vs producción de energía en la NAN III.

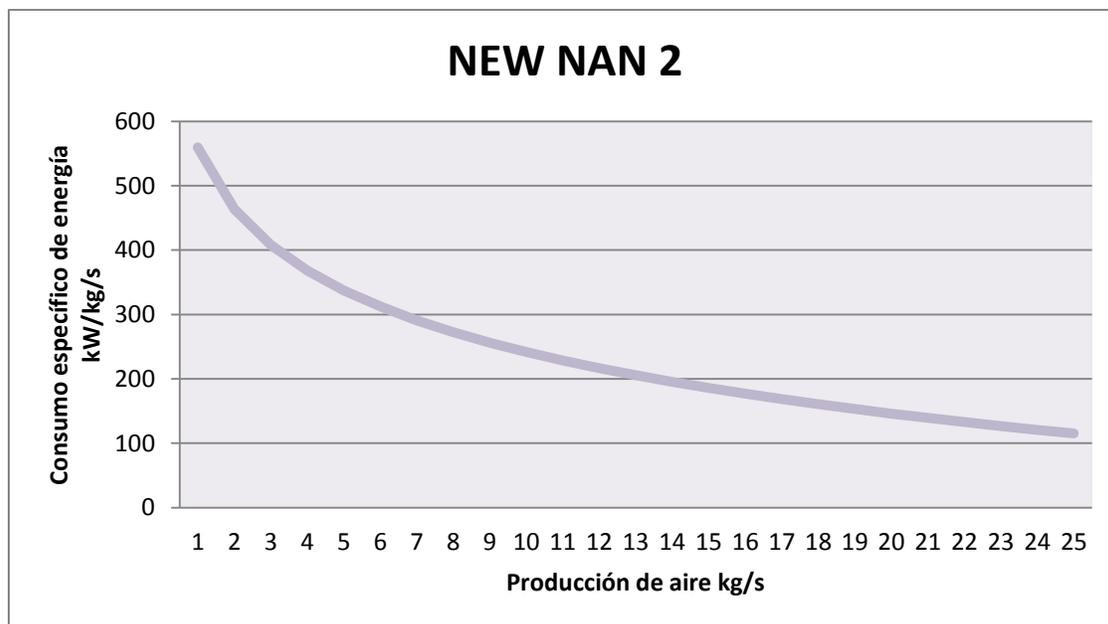
Al estar los valores de los puntos de las curvas tan cercanos a los valores nominales de operación de las plantas se hace necesario realizar un modelo matemático a través de la regresión no lineal y de esta manera simular una comportamiento del consumo específico de energía por unidad de flujo de aire para diferentes valores de carga (flujo de aire).



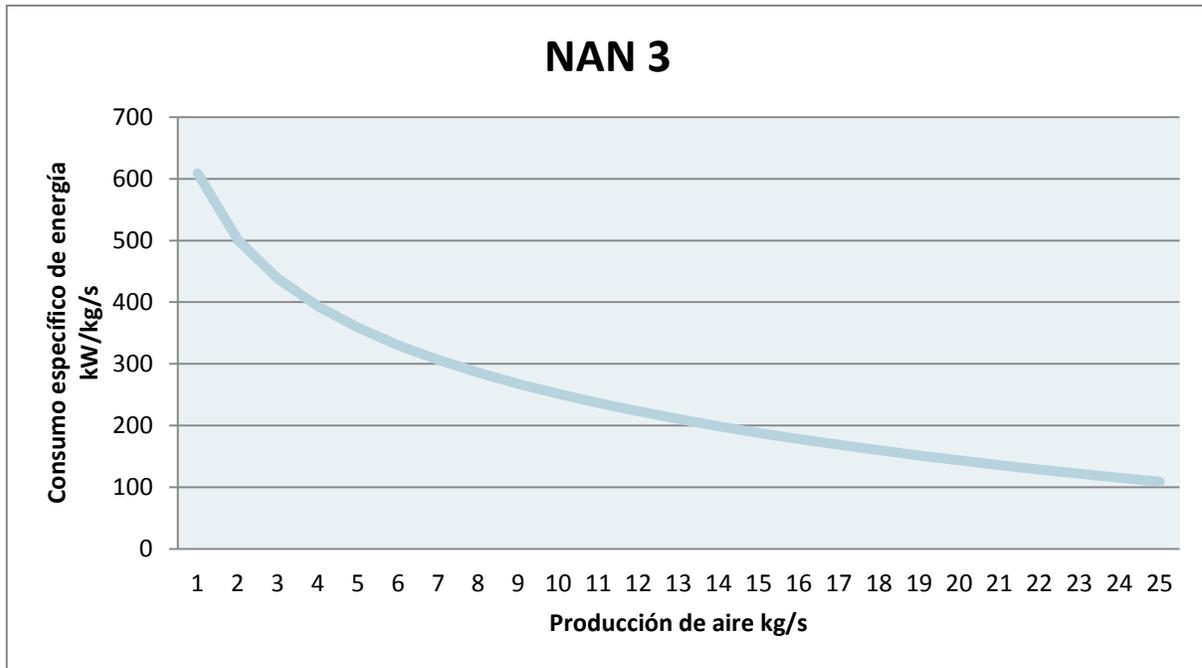
Gráfica 16. Modelo matemático del consumo específico de energía vs producción de aire NAN I.



Gráfica 17. Modelo matemático del consumo específico de energía vs producción de aire NAN II antes del cambio del expander.



Gráfica 18. Modelo matemático del consumo específico de energía vs producción de aire NAN II después del cambio del expander.



Gráfica 19. Modelo matemático del consumo específico de energía vs producción de aire NAN III.

## CONCLUSIONES

- Se determinó, después de evaluar el desempeño de las tres plantas de producción de ácido nítrico (NAN 1, NAN 2 y NAN 3), que el rendimiento energético de los trenes de compresión se encuentra por encima del 60%. Así, de manera individual, el rendimiento promedio de cada una de las plantas es: NAN 1 – 72%, NAN 2 – 68%, NAN 3 – 61%.
- De igual manera se determinó, dentro de la evaluación de las plantas, el rendimiento energético de los equipos que conforman los trenes de compresión.
- Para los expanders de gases calientes el rendimiento energético (eficiencia isentrópica) ésta alrededor del 97% para las plantas de ácido nítrico NAN 2 y NAN 3, y en un 87% para la planta de ácido nítrico NAN 1.
- En cuanto a las turbinas de vapor, las cuales solo se encuentran en las plantas de ácido nítrico NAN 2 y NAN 3 el rendimiento energético (eficiencia isentrópica) va desde 31% para la NAN 3 hasta 33% para la NAN 2.
- Los compresores de múltiple etapa, quienes son el dispositivo principal en los trenes de compresión, presentaron un rendimiento bastante parecido que oscila alrededor del 76%, esto es, 76%, 75%, 76% para NAN 1, NAN 2 y NAN 3 respectivamente.
- Los intercambiadores de calor que se encargan del enfriamiento del aire entre las etapas de compresión (intercoolers) arrojaron una efectividad para transmitir el calor muy similar para todos ellos: NAN 2: Intercooler 1 – 96% e Intercooler 2 – 95%, NAN 3: Intercooler 1, 2 – 97%.
- Se comprobó que la planta de ácido nítrico NAN 2 antes del cambio del expander trabajaba con una eficiencia menor al 96% y después del cambio del expander tuvo un rendimiento superior al 97%, el cambio en la eficiencia no es significativo, esto no justifica el cambio del expander en la NAN 2.
- La evaluación del consumo específico de energía por unidad de flujo de aire en el tren de compresión de NAN 2 indica que el cambio del expander no generó un impacto significativo en el desempeño de la planta de ácido nítrico NAN 2 y por lo tanto el cambio del expander no puede ser justificado con un aumento en la eficiencia de la NAN 2.

## **RECOMENDACIONES**

Se comprobó que la planta de ácido nítrico NAN 2 antes del cambio del expander trabajaba con una eficiencia menor al 96% y después del cambio del expander tuvo un rendimiento superior al 97%, el cambio en la eficiencia no es significativo, sin embargo es el resultado deseado para soportar y justificar el cambio del expander realizado.

Los instrumentos son: medidores de temperatura en la salida de gases del expander de gases calientes en NAN 1 y NAN 3, entre las etapas de los compresores de aire en todas las plantas.

Adicional se debe llevar un registro de las temperatura del medio (temperatura ambiente) para conocer con certeza la temperatura del aire a la entrada de los compresores.

## **BIBLIOGRAFIA**

A. J. Glassman, *Turbine Design and Application*, NASA SP -290, Washington, DC (1972).

D. G. Wilson, *The design of high Efficiency Gas Turbines*, MIT Press, Cambridge, MA (1984)

Widman Richard y Linares Omar, *Compresores – Su funcionamiento*, Widman International S.R.

V. Ya Rizhkin, *Centrales Termoeléctricas – Primera parte*, Editorial Mir Moscú (1979)

YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. *Termodinámica*, sexta Edición. Mc Graw Hill.

KERN DONALD Q. “Procesos de Transferencia de Calor”.. CECSA. Compañía editorial continental México 1999.

HEAT EXCHANGE INSTITUTE. *Standards for steam surface condensers*. 2006

CUEVAS V. Gerardo “Análisis de la transferencia de calor en condensadores de superficie de la central de manzanillo”. México 2008.

## ANEXOS

### NAN I

02/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION		08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
MOTOR	POTENCIA	ENTREGADA	1,12	1,11	1,14	1,14	1,07	1,08	MW
		CONSUMIDA	1,11	1,11	1,11	1,11	1,11	1,11	MW
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	105	105	115	115	120	115	Kpa
		SALIDA	125	125	125	125	125	125	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
EXPANDER	TEMPERATURA	AIRE	26213	26153	26079	26227	26034	26142	SCFM
		ENTRADA	924	926	922	917	927,4	927,5	F
		SALIDA	495	491	503	494	495,2	490,7	F
03/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION		08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
MOTOR	POTENCIA	ENTREGADA	1,1	1,09	1,13	1,14	1,11	1,12	MW
		CONSUMIDA	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	MW
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	120	120	115	115	120	120	KPa
		SALIDA	125	125	125	125	125	125	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA							
EXPANDER	TEMPERATURA	AIRE	26658	26109	26317	26266	26224	26198	SCFM
		ENTRADA	927	925	915	919	919,1	914	F
		SALIDA	494	500	501	498	495,7	485,4	F

07/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
MOTOR	POTENCIA	ENTREGADA	1,1	1,1	1,08	1,08	1,08	1,1	MW
		CONSUMIDA	1,11	1,11	1,11	1,11	1,11	1,11	MW
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	120	120	120	120	120	120	KPa
		SALIDA	125	125	125	125	125	125	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA							F
	FLUJO	AIRE	26106	26175	26182	26200	26155	26042	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	907	910	907	908	908	911	F
		SALIDA	485	482	499	491	495	498	F
08/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
MOTOR	POTENCIA	ENTREGADA	1,08	1,1	1,08	1,08	1,07	1,08	MW
		CONSUMIDA	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	MW
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	120	120	120	120	120	120	KPa
		SALIDA	125	125	125	125	125	125	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA							F
	FLUJO	AIRE	26010	26129	26099	25974	26330	25868	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	909	913	904	905	909	909	F
		SALIDA	493	505	501	489	489	494	F

09/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION		08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
MOTOR	POTENCIA	ENTREGADA	1,13	1,1	1,13	1,12	1,13	1,1	MW
		CONSUMIDA	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	MW
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	120	120	120	120	120	120	KPa
		SALIDA	125	125	125	125	125	125	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA							F
	FLUJO	AIRE	26120	25995	26155	26187	26258	26048	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	913,9	926	901,7	904	899,8	907,1	F
		SALIDA	490,7	501,3	500	501	498,3	496,1	F

## NAN II

02/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION		08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	252	252	255	255	252	252	PSIG
		SALIDA	27	27	27	27	27	27	"HG (VACIO)
	TEMPERATURA	ENTRADA	498	495	489	491	490	491	F
		SALIDA	104	104	105	104	104	104	F
	FLUJO	VAPOR	26500	26248	26550	26575	26580	26468	LB/H
	COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8
SALIDA			109	108,5	108	109	109	109	PSIG
TEMPERATURA		ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	400	400,7	401	400	400	400	F
FLUJO		AIRE	30100	29375	30050	30448	30128	30115	SCFM
EXPANDER		TEMPERATURA	ENTRADA	1095	1082	1075	1075	1076	1075
	SALIDA		595	595	600	600	600	600	F
INTERCOOLER 1	TEMPERATURA	IN AIRE	214	225	225	225	225	225	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER 2	TEMPERATURA	IN AIRE	208	211	211	209	208	208	F
		OUT AIRE	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	F
CALDERA	PRESION	ENTRADA	270	269	268	270	270	270	PSIG
		ENTRADA	30,8	30,7	30,6	30,8	30,8	30,8	Mpa
	TEMPERATURA	ENT. GASES	230	230	230	230	230	230	F
		ENT. GASES	110	110	110	110	110	110	C

03/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	252	252	260	260	260	255	PSIG
		SALIDA	27	27	27	27	27	27	"HG (VACIO)
	TEMPERATURA	ENTRADA	492	493	492,6	494	495	490	F
		SALIDA	104	105	106	105	105	105	F
	FLUJO	VAPOR	26530	26501	26183	26500	26753	28472	LB/H
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	PSIA
		SALIDA	109	108	107,4	108,9	109	109	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	401	401	401,8	401	401	402	F
	FLUJO	AIRE	30000	29950	29737	30400	30550	29724	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	1076	1078	1078	1074	1072	1079	F
		SALIDA	600	600	600	600	590	590	F
INTERCOOLER 1	TEMPERATURA	IN AIRE	220	224	222,9	217,9	225	225	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER 2	TEMPERATURA	IN AIRE	210	212	212	211	207	207	F
		OUT AIRE	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	F
CALDERA	PRESION	ENTRADA	270	270	269,5	269,5	270	271	PSIG
		ENTRADA	30,8	30,8	30,8	30,8	30,8	30,9	Mpa
	TEMPERATURA	ENT. GASES	230	230	230	230	230	230	F
		ENT. GASES	110	110	110	110	110	110	C

06/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	252	252	252	255	260	255	PSIG
		SALIDA	27	27	27	27	27	27	"HG (VACIO)
	TEMPERATURA	ENTRADA	498	496	496	496	496	494	F
		SALIDA	104	106	104	105	104	104	F
	FLUJO	VAPOR	25890	25890	25830	26370	26421	26470	LB/H
	COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8
SALIDA			109	107	108	108	109	109	PSIG
TEMPERATURA		ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	400	402	402	402	402	401	F
FLUJO		AIRE	28150	28150	28150	28400	28504	28800	SCFM
EXPANDER		TEMPERATURA	ENTRADA	1095	1080	1078	1074	1072	1071
	SALIDA		595	600	600	600	595	595	F
INTERCOOLER 1	TEMPERATURA	IN AIRE	214	225	225	219	218	213	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER 2	TEMPERATURA	IN AIRE	208	213	212	210	210	207	F
		OUT AIRE	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	F
CALDERA	PRESION	ENTRADA	269	269	272	272	272	271	PSIG
		ENTRADA	30,7	30,7	31,0	31,0	31,0	30,9	Mpa
	TEMPERATURA	ENT. GASES	230	230	230	230	230	230	F
		ENT. GASES	110	110	110	110	110	110	C

07/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	254	255	260	260	255	255	PSIG
		SALIDA	27	27	27	27	27	27	"HG (VACIO)
	TEMPERATURA	ENTRADA	493	495	492,3	495,6	491	490	F
		SALIDA	104	102	103	103	104	104	F
	FLUJO	VAPOR	26401	26534	26404	26786	26522	26541	LB/H
	COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8
SALIDA			108	106	108,6	109,5	109	110	PSIG
TEMPERATURA		ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	402	400	401,5	401,8	401	400	F
FLUJO		AIRE	31810	31740	30090	30505	30550	30640	SCFM
EXPANDER		TEMPERATURA	ENTRADA	1075	1080	1075	1066	1071	1070
	SALIDA		600	600	595	595	590	590	F
INTERCOOLER 1	TEMPERATURA	IN AIRE	218	218	220,2	214,4	212	211	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER 2	TEMPERATURA	IN AIRE	209	210	210,9	208,4	207	206	F
		OUT AIRE	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	F
CALDERA	PRESION	ENTRADA	270	271	271,7	269,1	270	270	PSIG
		ENTRADA	30,8	30,9	31,0	30,7	30,8	30,8	Mpa
	TEMPERATURA	ENT. GASES	230	230	230	230	230	230	F
		ENT. GASES	110	110	110	110	110	110	C

08/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	255	255	252	252	260	258	PSIG
		SALIDA	27	27	27	27	27	27	"HG (VACIO)
	TEMPERATURA	ENTRADA	494,7	495	488	486	486,4	493,2	F
		SALIDA	104	106	106	106	105	105	F
	FLUJO	VAPOR	26350	26342	26680	26659	26641	26685	LB/H
	COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8
SALIDA			107,6	108	108	109	109,6	109,7	PSIG
TEMPERATURA		ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	402	402	402	403	401,1	400,9	F
FLUJO		AIRE	30810	30017	30000	30300	30662	30700	SCFM
EXPANDER		TEMPERATURA	ENTRADA	1072	1074	1073	1073	1071	1072
	SALIDA		605	605	600	600	590	592	F
INTERCOOLER 1	TEMPERATURA	IN AIRE	214	225	225	225	225	225	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER 2	TEMPERATURA	IN AIRE	211,6	212,1	210	213	207,9	206,1	F
		OUT AIRE	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	F
CALDERA	PRESION	ENTRADA	268,5	269	272	272	270,1	270	PSIG
		ENTRADA	30,6	30,7	31,0	31,0	30,8	30,8	Mpa
	TEMPERATURA	ENT. GASES	230	230	230	230	230	230	F
		ENT. GASES	110	110	110	110	110	110	C

09/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	256	257	252	252	260	260	PSIG
		SALIDA	27	27	27	27	27	27	"HG (VACIO)
	TEMPERATURA	ENTRADA	494	497	497	494	485,9	485,5	F
		SALIDA	102	102	103	104	104	103	F
	FLUJO	VAPOR	26207	26645	26203	26936	26334	26950	LB/H
	COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8
SALIDA			107,8	107,8	107,3	109,8	109,9	110	PSIG
TEMPERATURA		ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	401	402	402	403	404,1	404	F
FLUJO		AIRE	29920	29812	2990	30119	30466	30600	SCFM
EXPANDER		TEMPERATURA	ENTRADA	1075	1074	1075	1075	1074	1071
	SALIDA		605	605	600	600	595	600	F
INTERCOOLER 1	TEMPERATURA	IN AIRE	214	225	225	225	225	225	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER 2	TEMPERATURA	IN AIRE	210	210	213	210	209,9	209,1	F
		OUT AIRE	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	95,4	F
CALDERA	PRESION	ENTRADA	271	272	270	272	273	272,4	PSIG
		ENTRADA	30,9	31,0	30,8	31,0	31,1	31,1	Mpa
	TEMPERATURA	ENT. GASES	230	230	230	230	230	230	F
		ENT. GASES	110	110	110	110	110	110	C

### NAN III

02/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	220,0	217,0	219,0	218,0	218,0	218,0	PSIG
		SALIDA	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	PSIA
	TEMPERATURA	ENTRADA	532,0	532,0	537,0	532,0	532,0	540,0	F
		SALIDA	134,0	134,0	133,0	133,0	133,0	132,7	F
	FLUJO	VAPOR	28040	28342	28088	28800	28800	28205	LB/H
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	PSIA
		SALIDA	96,2	95,0	95,1	96,3	96,3	97,2	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	343,0	348,0	346,0	342,0	342,0	342,0	F
	FLUJO	AIRE	22700,0	22701,0	22169,0	25400,0	25400,0	23076,0	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	1026,0	1030,0	1029,0	1026,0	1026,0	1024,0	F
		SALIDA	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	F
INTERCOOLER I	TEMPERATURA	IN AIRE	261,0	260,0	270,0	263,0	263,0	260,0	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER II	TEMPERATURA	IN AIRE	227,0	227,0	230,0	226,0	226,0	226,0	F
		OUT AIRE	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	F
CALDERA	PRESION	ENTRADA	230,0	223,0	224,0	224,0	224,0	224,0	PSIG
		ENTRADA	26,5	25,7	25,8	25,8	25,8	25,8	Mpa
	TEMPERATURA	ENT. GASES	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	F
		ENT. GASES	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	C

03/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	219,0	219,0	217,0	217,0	218,0	219,0	PSIG
		SALIDA	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	PSIA
	TEMPERATURA	ENTRADA	535,0	538,0	538,0	538,0	537,0	536,0	F
		SALIDA	133,0	136,0	134,0	134,0	135,0	134,0	F
	FLUJO	VAPOR	28500,0	28410,0	28084,0	28100,0	28800,0	28930,0	LB/H
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	PSIA
		SALIDA	97,1	95,0	95,4	95,2	95,6	96,8	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	342,0	346,0	344,0	344,0	345,0	344,0	F
	FLUJO	AIRE	22800,0	22071,0	22494,0	22598,0	25200,0	25400,0	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	1024,0	1030,0	1025,0	1025,0	1026,0	1025,0	F
		SALIDA	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	F
INTERCOOLER I	TEMPERATURA	IN AIRE	261,0	273,0	270,0	268,0	266,0	260,0	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER II	TEMPERATURA	IN AIRE	226,0	230,0	228,0	228,0	228,0	226,0	F
		OUT AIRE	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	F
CALDERA	PRESION	CALDERA	224,0	221,0	224,0	224,0	220,0	220,0	PSIG
		CALDERA	25,8	25,5	25,8	25,8	25,4	25,4	Mpa
	TEMPERATURA	GASES	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	F
		GASES	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	C

05/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	217,0	220,0	220,0	218,0	216,0	216,0	PSIG
		SALIDA	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	PSIA
	TEMPERATURA	ENTRADA	538,0	537,0	537,0	536,0	538,0	534,0	F
		SALIDA	133,1	136,0	136,0	138,0	135,0	138,0	F
	FLUJO	VAPOR	27800,0	28414,0	28414,0	28412,0	28336,0	28914,0	LB/H
	COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8
SALIDA			96,2	94,2	94,2	94,3	94,8	95,0	PSIG
TEMPERATURA		ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	342,0	346,0	346,0	343,0	345,0	342,0	F
FLUJO		AIRE	22793,0	22371,0	22371,0	22320,0	22141,0	22374,0	SCFM
EXPANDER		TEMPERATURA	ENTRADA	1025,0	1029,0	1029,0	1026,0	1028,0	1023,0
	SALIDA		590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	F
INTERCOOLER I	TEMPERATURA	IN AIRE	260,0	269,0	269,0	270,0	229,0	264,0	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER II	TEMPERATURA	IN AIRE	226,0	230,0	230,0	228,0	229,0	226,0	F
		OUT AIRE	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	F
CALDERA	PRESION	CALDERA	222,0	222,0	222,0	223,0	221,0	220,0	PSIG
		CALDERA	25,6	25,6	25,6	25,7	25,5	25,4	Mpa
	TEMPERATURA	GASES	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	F
		GASES	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	C

06/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	219,0	219,0	217,0	217,0	217,6	218,0	PSIG
		SALIDA	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	PSIA
	TEMPERATURA	ENTRADA	537,0	538,0	541,0	531,0	539,0	538,0	F
		SALIDA	134,0	134,0	133,0	134,0	134,3	135,0	F
	FLUJO	VAPOR	28662,0	28203,0	28143,0	28270,0	28017,0	28231,0	LB/H
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	PSIA
		SALIDA	95,6	95,0	95,3	94,8	95,0	95,1	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	342,0	342,0	341,0	342,0	342,0	340,0	F
	FLUJO	AIRE	22490,0	22091,0	22871,0	22230,0	22325,0	22440,0	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	1025,0	1023,0	1021,0	1024,0	1024,0	1020,0	F
		SALIDA	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	F
INTERCOOLER I	TEMPERATURA	IN AIRE	261,6	274,0	267,0	269,0	266,0	265,0	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER II	TEMPERATURA	IN AIRE	227,3	226,0	226,0	226,0	226,0	225,0	F
		OUT AIRE	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	F
CALDERA	PRESION	CALDERA	221,0	222,0	222,0	222,0	223,0	221,0	PSIG
		CALDERA	25,5	25,6	25,6	25,6	25,7	25,5	Mpa
	TEMPERATURA	GASES	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	F
		GASES	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	C

07/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	218,0	217,8	219,0	216,0	217,0	217,0	PSIG
		SALIDA	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	PSIA
	TEMPERATURA	ENTRADA	536,0	540,0	542,0	542,0	540,0	540,0	F
		SALIDA	134,0	134,5	135,0	133,0	133,0	133,0	F
	FLUJO	VAPOR	28410,0	27972,0	28320,0	28050,0	28135,0	28135,0	LB/H
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	PSIA
		SALIDA	94,9	94,8	94,6	95,8	96,2	96,2	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	342,0	343,0	343,0	339,0	340,0	340,0	F
	FLUJO	AIRE	21827,0	24970,0	22010,0	22500,0	22774,0	22774,0	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	1025,0	1028,0	1029,0	1018,0	1021,0	1021,0	F
		SALIDA	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	F
INTERCOOLER I	TEMPERATURA	IN AIRE	268,0	268,0	268,0	259,0	224,0	224,0	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER II	TEMPERATURA	IN AIRE	226,0	228,0	227,0	224,0	259,0	259,0	F
		OUT AIRE	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	F
CALDERA	PRESION	CALDERA	225,0	221,0	223,0	223,0	225,0	225,0	PSIG
		CALDERA	25,9	25,5	25,7	25,7	25,9	25,9	Mpa
	TEMPERATURA	GASES	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	F
		GASES	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	C

08/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	218,0	220,0	220,0	218,0	218,0	218,0	PSIG
		SALIDA	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	PSIA
	TEMPERATURA	ENTRADA	536,0	537,0	536,0	539,0	533,0	533,0	F
		SALIDA	130,0	130,0	130,0	135,0	134,0	134,0	F
	FLUJO	VAPOR	28100,0	28700,0	28270,0	27900,0	28195,0	28195,0	LB/H
	COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8
SALIDA			97,0	95,0	94,0	94,2	95,6	95,6	PSIG
TEMPERATURA		ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	343,0	346,0	344,0	343,0	341,0	341,0	F
FLUJO		AIRE	25600,0	24900,0	22340,0	21850,0	22372,0	22372,0	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	1028,0	1028,0	1030,0	1030,0	1023,0	1023,0	F
		SALIDA	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	F
INTERCOOLER I	TEMPERATURA	IN AIRE	265,0	270,0	272,0	266,0	261,0	261,0	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER II	TEMPERATURA	IN AIRE	226,0	228,0	229,0	228,0	228,0	228,0	F
		OUT AIRE	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	F
CALDERA	PRESION	CALDERA	220,0	220,0	222,0	224,0	222,0	224,0	PSIG
		CALDERA	25,4	25,4	25,6	25,8	25,6	25,8	Mpa
	TEMPERATURA	GASES	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	F
		GASES	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	C

09/10/2012									
ELEMENTO	MEDICION	1	08:00	12:00	16:00	20:00	00:00	04:00	UNIDADES
TURBINA A VAPOR	PRESIÓN	ENTRADA	219,0	220,0	217,0	215,0	217,0	216,6	PSIG
		SALIDA	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	PSIA
	TEMPERATURA	ENTRADA	542,0	539,0	540,0	540,0	533,0	537,0	F
		SALIDA	134,6	136,0	135,0	133,0	134,0	132,0	F
	FLUJO	VAPOR	28001,0	28150,0	28071,0	27970,0	28127,0	28143,0	LB/H
COMPRESOR	PRESIÓN	ENTRADA	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	14,8	PSIA
		SALIDA	95,0	94,0	94,0	95,0	94,5	95,0	PSIG
	TEMPERATURA	ENTRADA	27	31	29	28	25	26	C
		SALIDA	342,0	343,0	340,0	340,0	341,0	341,0	F
	FLUJO	AIRE	22638,0	24700,0	22381,0	22410,0	22049,0	22048,0	SCFM
EXPANDER	TEMPERATURA	ENTRADA	1029,0	1030,0	1029,0	1020,0	1025,0	1026,0	F
		SALIDA	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	590,0	F
INTERCOOLER I	TEMPERATURA	IN AIRE	265,3	270,0	270,0	264,0	263,0	263,0	F
		OUT AIRE	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	F
INTERCOOLER II	TEMPERATURA	IN AIRE	227,3	229,0	228,0	225,0	226,0	226,0	F
		OUT AIRE	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	F
CALDERA	PRESION	ENTRADA	224,0	222,0	221,0	225,0	224,0	223,0	PSIG
		ENTRADA	25,8	25,6	25,5	25,9	25,8	25,7	Mpa
	TEMPERATURA	ENT. GASES	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	320,0	F
		ENT. GASES	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	C



Universidad  
Tecnológica  
de Bolívar  
CARTAGENA DE INDIAS



**ACREDITADA**  
INSTITUCIONALMENTE  
Resolución MEN 1106 de 2011

**JORGE ARROYO, LAURA MANCILLA**  
**TESIS DE GRADO .UTB. CARTAGENA**