

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

PLAN DE TRABAJO PARA LA EJECUCIÓN DE LA REINGENIERÍA EN CENTRALES TERMOELÉCTRICAS A VAPOR, CON CAPACIDADES COMPRENDIDAS ENTRE 60 MW Y 400MW

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los bachilleres:
Mogollón D, Romer A.

Trías R, Andry S.

Para Optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, junio de 2012

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

PLAN DE TRABAJO PARA LA EJECUCIÓN DE LA REINGENIERÍA EN CENTRALES TERMOELÉCTRICAS A VAPOR, CON CAPACIDADES COMPRENDIDAS ENTRE 60 MW Y 400MW

Tutor Académico: **Prof. Alberto Fuentes**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los bachilleres:

Mogollón D, Romer A.

Trías R, Andry S.

Para Optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, junio de 2012



Facultad de Ingeniería
INGENIERIA MECÁNICA
Universidad Central de Venezuela
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA



Caracas, 14 de junio de 2012

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el (los) bachiller (es):

Trias Andry y Mogollón Romer

Titulado:

“Plan de Trabajo Para la Ejecución de la Reingeniería de Procesos de Repotenciación en Centrales Termoeléctricas a Vapor, con Capacidades Comprendidas Entre 60 MW y 400 MW”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

Prof. Cristóbal Quevedo
Jurado



Prof. José Luis Perera
Jurado

Prof. Alberto Fuentes
Tutor

“50 años de la creación de la Escuela de Ingeniería Eléctrica, de la Escuela de Ingeniería Mecánica y del Instituto de Materiales y Modelos Estructurales”

DEDICATORIA

Este trabajo se lo dedico a mi Dios y a ti madre, que aunque cortó el tiempo que estuviste a mi lado, fue más que suficiente para aprender mucho de ti, espero que donde quiera que estés puedas sentirte muy orgullosa, siempre te amaré.

“El mundo le pertenece a los atrevidos”

Romer Alexander Mogollón Díaz

DEDICATORIA

A mis abuelos; María y Jesús

A mi madre; Rosa Rodríguez

A mis hermanos: Karla, Jesús y Sebastian

A la memoria de mi tío Luis E Rodríguez

“Ya te sientas fatigado o no; ¡oh hombre ¡no descanses; no ceses en tu lucha solitaria, sigue adelante y no descanses.

Caminarás por senderos confusos y enmarañados y sólo salvarás unas cuantas vidas tristes. ¡Oh hombre!, no pierdas la fe, no descanses.

Salta sobre las dificultades aunque sean más altas que las montañas, y aunque más allá solo haya campos secos y desnudos. ¡Oh hombre!, no descanses hasta llegar a esos campos” Mahatma Gandhi

Andry Stepfanie Trías Rodríguez

AGRADECIMIENTOS

Miro atrás y pienso en tantas personas que de una u otra forma en algún momento me tendieron su mano y por lo cual me siento agradecido, pero sería una lista muy larga si las mencionara a todas, por eso de antemano gracias a todas esas personas que quizás no mencione.

Primero quiero agradecer a mi Dios quien es el motor de mi vida, es quien me alienta, me da las fuerzas día tras día para poder seguir adelante y de no ser por él nada de esto sería posible.

Gracias a mis padres Leandra Díaz y Ramón Mogollón por todo el amor, por todo el esfuerzo para que yo pudiera prepararme intelectualmente, por todo el apoyo brindado y los consejos dados en los momentos que más los he necesitado, por eso y por muchas cosas más hoy les doy las gracias y les recuerdo lo mucho que los AMO.

A mis hermosos hermanos, de quienes siempre he podido aprender algo nuevo y con los que he podido contar en los mejores y peores momentos de mi vida, los amo mucho.

Gracias a la UCV, la casa que vence las sombras, por abrirme sus puertas a través del Programa Samuel Robinson, donde pude conseguirme con grandes personas que me tendieron la mano y me dieron importantes herramientas para tener éxito en la carrera.

Gracias a mi compañera y amiga Andry Trías por todo el apoyo brindado durante la realización de este trabajo y por animarme a seguir adelante cuando quería desistir.

Gracias a el profesor Alberto Fuentes y al profesor Julio Rodríguez por sus enseñanzas y por toda la ayuda prestada durante la realización de éste trabajo.

A mis queridos amigos Erick Torrealba y Gerardo Delgado por acompañarme durante toda esta carrera que un día emprendimos juntos, gracias por el apoyo, la ayuda y el buen consejo que siempre pude conseguir en ustedes, son como hermanos para mí.

Gracias a Oneida Gutierrez por toda su colaboración para agilizar todos los tramites de nuestro grado, eres la mejor en tu trabajo.

Gracias a Yessica Caceres, Jean Paolini, Richard Figueroa y Javier Parra, que fueron siempre un apoyo y ayuda durante la carrera, gracias por su amistad. Los quiero.

Gracias a Yurimar Oropeza, Alexis Oropeza, Amos Morales, Noelia Reyes, Yariana Rivero, Luzmar Gonzales y Daniel Landaeta, amigos de siempre y con los que sé que siempre podré contar, a ustedes gracias por su amistad.

Romer Alexander Mogollón Díaz

AGRADECIMIENTOS

Gracias a Dios Todopoderoso por darme el privilegio de vivir y permitirme estar donde estoy.

A la Universidad Central de Venezuela, por hoy ser una más de sus profesionales que con orgullo formamos parte de la Casa que Vence las Sombras. *¡Eres un sueño hecho realidad!*

Al profesor Alberto Fuentes, tutor de este trabajo por su aporte al desarrollo del mismo.

A los profesores Julio Rodríguez, Antonio Barragán y José Perera, por todo el apoyo brindado y por su valiosa colaboración en toda la realización de este Trabajo Especial de Grado.

A mi familia; en especial a mi madre Rosa Rodríguez y a mi querida abuela María de Rodríguez; a ti abuela de mi corazón, por ser siempre mi fuente de inspiración, mi luz, mi vida, por hacer de mi lo que soy hoy. Gracias abuela por acompañarme en este camino, porque desde la distancia tu corazón siempre me acompañó y en los momentos difíciles te sentí a mi lado. *¡Te amo!*

A mi querido Romer Mogollón; mi compañero de tesis ejemplar, mi amigo, gracias por tu apoyo paciencia y dedicación, gracias por dibujarme una sonrisa hasta en los momentos grises de la realización de este trabajo. *¡Eres grande!*

A Lurif Mendoza, Vanessa Reina, Laura Girón, Yoselyn Armas, Mairelis Herrera José Rojas por acompañarme en este camino (TEG), por darme aliento cuando sentí que no lo lograría. *¡Vivirán siempre en mi!*

A Jonh Ernest, Freddy Suarez, Yeffer Gonzalez, Jean Paolini y Andrés Faublack, por el apoyo brindado y por todos los momentos que compartimos. *¡Los quiero!*

A Oneida Gutierrez, por ser siempre tan colaboradora y servicial, gracias por estar siempre ayudándonos. *¡Te recordaré!*

A todos mis amigos y compañeros de carrera, que por espacio no pude nombrar aquí; gracias por todo lo compartido y por hacer de este viaje que fue la universidad, la experiencia más hermosa de mi vida. ¡Hasta *siempre!*

Andry Stepfanie Trías Rodríguez

RESUMEN

Mogollón D, Romer A. y Trías R. Andry S.

PLAN DE TRABAJO PARA LA REINGENIERÍA EN CENTRALES TERMOELÉCTRICAS A VAPOR CON CAPACIDADES COMPRENDIDAS ENTRE 60MW Y 400MW

Tutor académico: Prof. Alberto Fuentes

Tesis. Caracas. Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería.

Escuela de Mecánica. Año 2012, pp 303

PALABRAS CLAVES: REINGENIERÍA, REPOTENCIACIÓN, EXTENSIÓN DE VIDA ÚTIL, AUMENTO DE CAPACIDAD, CENTRALES TÉRMICAS A VAPOR

Resumen. El presente trabajo tiene por objeto desarrollar un plan de trabajo para la ejecución de la reingeniería en Centrales Térmicas a Vapor con capacidades comprendidas entre 60 MW y 400MW, con el cual se pretende lograr la extensión de vida útil de la planta, aumento de su capacidad, disminución del consumo específico de vapor en las unidades y ahorro en los costos de combustible para disminuir el costo de energía generada, partiendo de la reutilización de los equipos con que cuenta la central. La propuesta estuvo enmarcada en los Principios de las Leyes de la Termodinámica con las cuales se planteó la metodología para la evaluación operacional de los equipos principales de la Central Termoeléctrica y así conocer su estado operacional, además de esto, se detallaron los ensayos que se deben aplicar en los equipos de la central para conocer su nivel de desgaste y estimar su vida remanente, esto tomando como fundamento la inspección visual y la teoría de ensayos destructivos y no destructivos. Una vez que se realicen las pruebas de carga y se evalúen las condiciones operacionales y físicas de los equipos, será posible conocer si la repotenciación es factible. Fundamentados en proyectos anteriores se logró estimar que con planes de este tipo es posible lograr un aumento de eficiencia, disminución del consumo de combustible y aumento de la capacidad a menor costo de instalación del Kilovatio.

RESUMEN

Mogollón D, Romer A. y Trías R. Andry S.

Tutor académico: Prof. Alberto Fuentes

Tesis. Caracas. Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería.

Escuela de Mecánica. Año 2012, pp 303

KEYWORDS: RE-ENGINEERING, UPGRADE, LIFE EXTENSION,
INCREASED CAPACITY, STEAM POWER PLANTS.

Abstract. The present work aims to develop a work plan for the implementation of reengineering in Steam Power Plants with capacities between 60 MW and 400 MW, which is intended to achieve the extension of life of the plant, increasing its capacity, reduction of specific steam consumption in the units and savings in fuel costs to lower the cost of energy generated, based on the reuse of equipment available to the plant. The proposal was framed in the Principles of the Laws of Thermodynamics which arose with the methodology for the operational assessment of the main equipment of the Power Plant and get to know their operational status, in addition to this, detailing the tests to be applied in plant equipment to meet your level of wear and estimate its remaining life, taking this as the basis of visual inspection and the theory of destructive and nondestructive tests. Once you perform load testing and evaluating the operational and physical conditions of the equipment will be possible to know if the upgrading is feasible. Grounded in previous projects with the view that achieving such plans can achieve increased efficiency, reduced fuel consumption and increased capacity at lower cost Kilowatt installation.

INDICE

INDICE GENERAL

NOMENCLATURA	XX
INTRODUCCIÓN	24
CAPÍTULO I.....	8
1.2 Objetivos.....	11
1.2.1 <i>Objetivo General</i>	11
1.2.2 <i>Objetivos Específicos</i>	11
1.3 Alcances.....	12
CAPÍTULO II	15
2.1 Concepto de reingeniería	15
2.2 Central termoeléctrica a vapor.....	17
2.3 Generador de vapor.....	18
2.3.1 <i>Clasificación de los generadores de vapor</i>	19
2.3.2 <i>Componentes de un generador de vapor de presión subcrítica</i>	20
2.4 Turbinas a vapor	33
2.4.1 <i>Clasificación de las turbinas a vapor</i>	34
2.4.2 <i>Componentes de una turbina a vapor</i>	35
2.5 Tren de agua de condensado y calentamiento	38
2.5.1 <i>Componentes principales del tren de condensado</i>	38
2.5.2 <i>Componentes principales del tren de agua de alimentación</i>	47
2.6 Pruebas y ensayos	48
2.6.1 <i>Ensayos no destructivos</i>	48
2.6.2 <i>Tipos de ensayos no destructivos</i>	48
2.6.3 <i>Ensayos destructivos</i>	62

2.6.4 Tipos de ensayos destructivos.....	62
2.6.5 Análisis de vibraciones	66
2.6.6 Tipos de análisis de vibraciones.....	66
CAPÍTULO III.....	69
3.1 Metodología de trabajo	69
3.2 Pruebas.....	71
3.2.1 Pasos para realizar la prueba de máxima carga	71
3.2.2 Recolección de datos de las pruebas.....	73
3.3 Evaluación del estado operacional de la Central	74
3.3.1 Evaluación del estado operacional del Generador de Vapor	74
3.3.2 Evaluación del estado operacional del tren de agua de alimentación y condensado.....	76
3.3.3 Evaluación del estado operacional de la turbina de vapor.....	77
3.4 Evaluación del estado físico de los equipos principales de la central	78
3.4.1 Evaluación del estado físico del generador de vapor	79
3.4.2 Evaluación del estado físico del tren de agua de condensado	79
3.4.3 Evaluación del estado físico del tren de agua de alimentación	80
3.4.4 Evaluación del estado físico de la turbina de vapor	80
CAPÍTULO IV.....	83
4.1 Ciclo térmico	83
4.1.1 Descripción del sistema.....	83
4.1.2 Diagrama T-s.....	84
4.1.3 Estudio termodinámico	85
4.2 Generador de vapor.....	89

4.2.1 Información requerida.....	91
4.2.2 Eficiencia del generador de vapor	92
4.2.3 Consumo de combustible	94
4.2.4 Base teórica	97
4.2.5 Procedimiento de cálculo en el paso convectivo	122
4.2.6 Comparación de resultados.....	141
4.3 Ventilador de tiro forzado.....	144
4.3.1 Base teórica	144
4.3.2 Información requerida.....	151
4.3.3 Procedimiento para determinar el punto de trabajo.....	152
CAPÍTULO V	157
5.1 Turbinas a Vapor	157
5.1.1 Información requerida.....	157
5.1.2 Bases teóricas	158
5.1.3 Comparación de resultados.....	172
5.1.4 Información adicional	173
CAPÍTULO VI.....	179
6.1 Condensador	179
6.1.1 Información requerida.....	180
6.1.2 Base teórica	182
6.1.3 Metodología para la evaluación térmica del condensador.....	193
6.1.4 Comparación de resultados.....	198
6.2 Calentador de agua	199

6.2.1 Información requerida.....	199
6.3 Bombas	202
6.3.1 Base teórica	202
6.3.2 Información requerida.....	212
6.3.3 Procedimiento para determinar el punto de trabajo	212
CAPÍTULO VII	217
7.1 Diagnóstico del estado físico de los equipos principales de la planta	217
7.2 Mejoras en el ciclo térmico de la planta	237
7.2.1 Repotenciación Tacoa	238
7.2.2 Repotenciación Ampliación Tacoa	239
7.2.3 Ahorro en el combustible.....	241
7.3 Costo del kilovatio instalado	244
7.3.1 Costo del kilovatio instalado para una planta nueva	244
7.3.2 Costo del kilovatio instalado para una planta repotenciada	245
CONCLUSIONES	247
RECOMENDACIONES	249
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	250
ANEXOS	¡Error! Marcador no definido.

LISTA DE TABLAS

Tabla 3. 1 Datos de prueba a diferentes cargas	73
Tabla 3. 2 Datos importantes de la prueba de máxima capacidad	74
Tabla 4. 1 Características físicas del hogar del generador de vapor	91

Tabla 4. 2 Características físicas del paso convectivo del generador de vapor	91
Tabla 4. 3 Datos del combustible.....	92
Tabla 4. 4 Condiciones de operación de los equipos a máxima carga.....	92
Tabla 4. 5 Exceso de aire para cada combustible.....	97
Tabla 4. 6 Comparación de los resultados con los datos de diseño	141
Tabla 5. 1 Datos técnicos de la Turbina a Vapor	157
Tabla 5. 2 Comparación de los parámetros operacionales en la turbina de vapor	172
Tabla 5. 3 Valores de tolerancia de los sellos de carbón para turbinas de vapor.....	174
Tabla 6. 1 Datos del fabricante del equipo.....	180
Tabla 6. 2 Parámetros físicos del condensador	181
Tabla 6. 3 Condiciones de operación del condensador	181
Tabla 6. 4 Coeficiente de transferencia de calor sin corregir U' [W/m^2K].....	184
Tabla 6. 5 Factores de corrección por temperatura	185
Tabla 6. 6 Factor de corrección por material y calibre de tubos.	187
Tabla 6. 7 Factor de corrección de pérdida de fricción por calibre de tubería R_2	191
Tabla 6. 8 Comparación de los datos reales con respecto a los de diseño del condensador.....	198
Tabla 6. 9 Datos del fabricante del equipo.....	199
Tabla 6. 10 Parámetros físicos del calentador.....	200
Tabla 6. 11 Condiciones de operación del calentador.....	200
Tabla 6. 12 Propiedades termodinámicas del agua saturada.....	211
Tabla 7. 1 Diagnóstico del estado físico de los equipos principales de la planta	218
Tabla 7. 2 Diagnóstico estado físico del Generador de Vapor.....	225
Tabla 7. 3 Diagnóstico de la turbina de vapor	231
Tabla 7. 4 Diagnóstico Tren de Agua de Alimentación y Condensado	234
Tabla 7. 5 Datos antes de la repotenciación de TACOA	238
Tabla 7. 6 Datos óptimos esperados del proceso de repotenciación	239
Tabla 7. 7 Datos después de la repotenciación de TACOA.....	239
Tabla 7. 8 Datos antes de la repotenciación de Ampliación TACOA	240

Tabla 7. 9 Datos óptimos esperados de la repotenciación de Ampliación TACOA	240
Tabla 7. 10 Datos después de la repotenciación de Ampliación TACOA	240
Tabla 7. 11 Gasto en combustible al cabo de 10 años	241
Tabla 7. 12 Perspectiva del ahorro en \$ si aumenta la eficiencia	242
Tabla 7. 13 Gasto del combustible en un determinado tiempo	243
Tabla 7. 14 Perspectiva del ahorro en \$ si aumenta la eficiencia	243

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 Esquema de un banco vaporizador	23
Figura 2. 2 Configuraciones de sobrecalentadores	26
Figura 2. 3 Rotor de una turbina de vapor	36

Figura 2. 4 Diferentes tipos de alabes móviles	36
Figura 2. 5 Tobera de una unidad de vapor.....	37
Figura 2. 6 Diafragma de una turbina de vapor Hitachi, etapa de baja presión	38
Figura 2. 7 Tipos intercambiadores.....	43
Figura 2. 8 Tipos de intercambiadores según el paso y el casco.....	43
Figura 2. 9 Pasos del ensayo de líquidos penetrantes	51
Figura 2. 10 Principio de la prueba de partículas magnéticas.....	53
Figura 2. 11 Métodos de inspección ultrasónica.....	55
Figura 2. 12 Gráfica de un osciloscopio por el método de eco-pulsos de inspección ultrasónica	56
Figura 2. 13 Medidor del espesor de un material por medio de radiación.....	59
Figura 2. 14 Máquina de Ensayo de Tracción.....	63
Figura 2. 15 Grafica obtenida de un ensayo de tracción	64
Figura 3. 1 Etapas del proyecto de reingeniería	70
Figura 3. 2 Estructura de trabajo del plan de reingeniería	70
Figura 3. 3 Localización y tipo de medición para la prueba	73
Figura 4. 1 Esquema del ciclo típico de una central de 400 Mw	84
Figura 4.2 Diagrama T vs S del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración... 85	
Figura 4. 3 Calor específico de los humos de la combustión.....	100
Figura 4. 4 Factor de efectividad.....	102
Figura 4. 5 Coeficiente de transferencia de calor por radiación tubos.....	104
Figura 4. 6 Factor de combustible.....	105
Figura 4. 7 Longitud de radiación	105
Figura 4. 8 Presión parcial del carbón y otros combustibles sólidos	106
Figura 4. 9 Presión parcial del fuelóleo	106
Figura 4. 10 Presión parcial del gas natural	107
Figura 4. 11 Coeficiente de convección geométrico para flujo externo tubos.....	109
Figura 4. 12 Factor de propiedades físicas de los humos de combustión	111
Figura 4. 13 Factor de configuración para bancos de tubos alineados.....	112

Figura 4. 14 Factor de propiedades de los humos de la combustión	113
Figura 4. 15 Coeficiente de convección geométrico para flujo por el interior de tubos	116
Figura 4. 16 Factor de propiedades físicas del vapor.....	118
Figura 4. 17 Coeficiente de rozamiento para bancos de tubos alineados.....	120
Figura 4. 18 Factor de profundidad para pérdida de tiro.....	121
Figura 4. 19 Esquema del paso convectivo de una central de 400 MW	122
Figura 4. 20 Calentador de aire del tipo recuperativo	137
Figura 4. 21 Factor de propiedades físicas F_{pp} , para el aire en flujo cruzado.....	140
Figura 4. 22 Superficie de transferencia de calor.....	143
Figura 4. 23 Pérdidas por fricción (referida a $T=21\text{ }^{\circ}\text{C}$)	147
Figura 4. 24 Pérdidas por fricción (referida a $T=21\text{ }^{\circ}\text{C}$)	148
Figura 4. 25 Presión dinámica.....	150
Figura 4. 26 Esquema de un sistema de ventilación	152
Figura 4. 27 Ejemplo de una curva del sistema y curva del ventilador	154
Figura 4. 28 Punto de trabajo de un ventilador	155
Figura 4. 29 Coeficiente “n” de pérdida de carga por cambios de sección en el ducto	¡Error! Marcador no definido.
Figura 5. 1 Esquema general de la etapa de una turbina de vapor axial	164
Figura 5. 2 Triángulos de velocidades a la entrada y salida del paso de turbina axial mostrado.....	165
Figura 5. 3 Diagrama h-s del paso completo de una turbina de vapor.....	166
Figura 5. 4 Líneas de Williams para una determinada potencia	172
Tabla 6. 1 Datos del fabricante del equipo.....	180
Tabla 6. 2 Parámetros físicos del condensador	181
Tabla 6. 3 Condiciones de operación del condensador	181
Tabla 6. 4 Coeficiente de transferencia de calor sin corregir	184
Tabla 6. 5 Factores de corrección por temperatura	185

Tabla 6. 6 Factor de corrección por material y calibre de tubos.	187
Tabla 6. 7 Factor de corrección de pérdida de fricción por calibre de tubería R_2	191
Tabla 6. 8 Comparación de los datos reales con respecto a los de diseño del condensador.....	198
Tabla 6. 9 Datos del fabricante del equipo.....	199
Tabla 6. 10 Parámetros físicos del calentador.....	200
Tabla 6. 11 Condiciones de operación del calentador.....	200
Tabla 6. 12 Propiedades termodinámicas del agua saturada.....	211
Figura 7. 1 Grafica del costo del combustible en el tiempo.....	242
Figura 7. 2 Costo de combustible según el aumento de eficiencia	244

NOMENCLATURA

Letras

a	Constante
A	Área
BWG	Espesor de las tuberías
C	Velocidad absoluta en el alabe de la turbina
CEV	Consumo específico de vapor
C_p	Capacidad calórica a presión constante
D	Diámetro
f	Factor de fricción
F_a	Factor de configuración
F_e	Factor de efectividad
F_L	Factor de limpieza
F_M	Factor de corrección por material y calibre de tubería
$F_{PPhumos}$	Factor de propiedades físicas de los humos
$F_{PPvapor}$	Factor de propiedades físicas del vapor
F_{PPaire}	Factor de propiedades físicas del aire
F_S	Factor de efectividad de superficie
F_T	Factor de temperatura
F_W	Factor de corrección por temperatura
F_ψ	Factor de profundidad
g	Aceleración gravitacional
G	Velocidad másica
$h_{aire(conv)}$	Coefficiente de convección de lado del aire
hc'	Coefficiente de convección geométrico lado gases
h_E	Entalpia de entrada
$h_{gas(conv)}$	Coefficiente de convección del lado de los gases

$h_{gas (rad)}$	Coefficiente de radiación del lado de los gases
hi'	Coefficiente de convección geométrico lado vapor
hr'	Coefficiente de radiación intertubular.
h_s	Entalpia de salida
$h_{vapor(conv)}$	Coefficiente de convección del lado del vapor
H	Carga total
k	Coefficiente de conductividad térmica
Kc	Factor de combustible
K _{Re}	Factor de propiedades de los humos
l	Perdidas en la turbina
li	Trabajo real
ls	Trabajo isoentrópico
L	Longitud
LMTD	Diferencia de la temperatura media logarítmica
\dot{m}	Rata de flujo de masa
N	Número
N_U	Número de Nusselt
p	Presión
P	Potencia
PC	Poder calorífico del combustible
PE	Presión estática
Pr	Número de Prandtl
PT	Presión total
PV	Presión dinámica
q	Capacidad calórica

Q	Caudal
Re	Número de Reynolds
R_E	Factor de corrección por pérdidas en cajas de agua y fin de tuberías
R_T	Pérdidas hidráulicas
R_I	Factor de corrección de fluido de agua en tuberías
R_2	Factor de corrección de temperatura por pérdidas por fricción en los tubos
R_3	Factor de corrección por pérdidas por fricción en calibre de la tubería
T	Temperatura
u	Velocidad periférica en el alabe de la turbina
U	Coefficiente global de transferencia de calor
v	Volumen específico
V	Velocidad
w	Velocidad relativa en el alabe de la turbina
W	Trabajo
z	Altura

Letras griegas

η	Eficiencia
ρ	Densidad
γ	Peso específico
α	Flujo másico de extracción de la turbina
α	Angulo de flujo
β	Angulo de flujo
σ	Constante de Stefan Boltzman
Ψ	Factor de corrección

μ	Viscosidad dinámica
λ	Coefficiente de rozamiento para tubos alineados

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo está enfocado al área de generación de energía eléctrica, específicamente en la generación de energía de las Centrales Termoeléctricas a Vapor con capacidades de 400MW. En el país estas centrales aportan una importante cantidad de energía al sistema eléctrico interconectado.

INTRODUCCIÓN

La creciente demanda de energía eléctrica en los últimos años en Venezuela y el mundo, ha dado origen a innumerables investigaciones en busca de energías alternativas con las que se pueda generar electricidad, sin embargo el uso de sistemas convencionales, que son bien conocidos, aún siguen siendo utilizados de manera exitosa con el pasar del tiempo. Dentro de estos sistemas convencionales para la generación de energía eléctrica se encuentran las Centrales Termoeléctricas a Vapor, las cuales son muy usadas en el mundo, sobre todo en aquellos países donde no se cuenta con gran potencial hidroeléctrico.

Las Centrales Termoeléctricas a Vapor producen energía eléctrica partiendo de un combustible fósil (carbón, fueloil o gas) y utilizan como fluido de trabajo el agua. En Venezuela este tipo de plantas llevan ya años funcionando y muchas de ellas están llegando al final de su vida útil, y trae consigo la necesidad de construir nuevas plantas que sustituyan las ya existentes cuando éstas ya no puedan seguir funcionando. Partiendo de esta idea, surge como una alternativa viable la realización de una reingeniería en Centrales de este tipo, la cual tiene como fundamento la adaptación, mejora o sustitución de los componentes de los equipos principales de la misma, esto con el fin de aumentar la vida útil de la planta y conjuntamente con ello aumentar la capacidad y rendimiento, aprovechando al máximo la mayoría de los equipos existentes.

El proyecto de adaptación que se plantea considera que los componentes de la planta que no están sujetos a desgastes pueden ser reutilizados, lográndose una reducción de los costos de inversión en comparación con la instalación de una planta nueva que genere la misma capacidad que se podría ganar con la ejecución de un proyecto de este tipo. Además de que resulta atractivo los principales motores económicos, técnicos y hasta ecológicos que impulsan a llevarlo a cabo como lo son el aumento de la demanda de energía, aumento de la disponibilidad y confiabilidad, reducción de costos de combustible y de mantenimiento, mejora en la transferencia de calor de los equipos y mejoramiento de su eficiencia.

INTRODUCCIÓN

Han sido diversas y muy positivas las experiencias encontradas en esta área, tanto a nivel nacional como internacional que sirven de garantía de la factibilidad de la ejecución de proyectos de reingeniería de esta envergadura.

En el país, en el año 1991, la Electricidad de Caracas, actualmente llamada Corporación Eléctrica Nacional (CORPOELEC), llevó a cabo un programa de aumento de capacidad y modernización de las unidades 5 y 6 de la planta TACOA con la finalidad de aumentar la capacidad de su parque de generación termoeléctrica.

Los reemplazos efectuados fueron objeto de una evaluación permanente que permitió conocer la extensión de la vida útil de los equipos, más la evaluación de la necesidad de sustitución de los componentes que han agotado su vida útil, la introducción de modificaciones o mejoras de las unidades y el cumplimiento de disposiciones legales en cuanto a seguridad. Este trabajo abarcó:

- *El cálculo de la vida ya gastada de los componentes.*
- *El chequeo de las condiciones físicas de los componentes*
- *Una serie de pruebas metalúrgicas o ensayos no destructivos*

Al inicio la turbina producía 60000KW para un flujo de 250.000 kg/h, al finalizar la repotenciación se esperaba que produjera 72000KW, para una rata de flujo de vapor de 287.272 kg/h.

En esta repotenciación las modificaciones se agruparon en tres bloques: el generador de vapor, la turbina de vapor y el sistema de planta.

Una vez realizadas las pruebas se demostró que el Generador de vapor estaba en buenas condiciones y que podría producir la rata de flujo de vapor requerida, incluyendo algunas modificaciones, las cuales estuvieron centradas en las mejoras del material del sobrecalentador secundario, material de los sistemas de quemadores.

INTRODUCCIÓN

Se inspeccionaron los componentes de planta, recomendando el cambio de los calentadores de agua de alimentación 2,4y 5.

En la turbina se establecieron los requerimientos para realizar las modificaciones de las etapas, chequeo de estrés de las paletas, análisis de la temperatura interna en los cuerpos de la misma.

En el generador eléctrico se realizaron inspecciones minuciosas en todos los equipos pertenecientes al sistema de aceite de sellos, se retiró el rotor, se revisaron las bobinas y se cambiaron las cuñas.

Se logró la repotenciación y la producción de energía. Todo se realizó a un costo de 250\$/KW instalado, costo que resultó muy atractivo en comparación con el costo de instalación del kilovatio para una central nueva.

No obstante, en el año 1994, igualmente la Electricidad de Caracas, realizó un programa de reingeniería a la Central Termoeléctrica Josefa Joaquina Sánchez Bastidas (Ampliación TACOA), como una alternativa de ahorro en generación de energía. Este proyecto estuvo dividido en tres etapas; la primera etapa consistió en la adaptación de turbinas y generadores eléctricos con aumento de capacidad de 400 MW a 460MW; la segunda etapa abarcó la adaptación y modificación de las calderas para aumentar la rata de flujo de vapor; y la tercera consistía en la adecuación y acondicionamiento de los condensadores y equipos auxiliares.

Se realizaron las evaluaciones respectivas, determinando así los cambios pertinentes. Se logró la repotenciación y la producción de energía a un costo de 310\$/KW instalado, costo que al igual que al igual que el anterior proyecto realizado resultó muy atractivo en comparación con el costo de instalación de una central nueva.

INTRODUCCIÓN

Con este proyecto se pretendía buscar una alternativa más económica en generación de energía, además de buscar una solución al problema de envejecimiento y reducción de vida útil de la planta.

También, M. Bello y S. Pita en 1999 en su trabajo “EVALUACIÓN TÉCNICO ECONÓMICA DE LA REINSTALACIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES AUXILIARES ENTRE DOS CENTRALES TERMOELECTRICAS” realizaron una evaluación técnico económica a un grupo de equipos preseleccionados por C.A. La Electricidad de Caracas en la planta Arrecifes para ser reinstalados y puestos en funcionamiento en la planta Tocoa; ante el posible desmantelamiento y demolición de la planta Arrecifes. Para la selección de estos equipos tomaron como criterio de selección que éstos debían ser de carácter mecánico obteniendo los siguientes: Ventiladores de tiro inducido, Bombas, Secadores de aire, Compresores, Válvulas, entre otros. Se toma en cuenta este trabajo ya que en este se manifiesta el propósito de reutilizar equipos de la planta Arrecifes para mejorar la planta Tocoa, para lo cual se tuvo que hacer una serie de pruebas a cada uno de los equipos seleccionados y así tener seguridad de su adaptación a la planta Tocoa, con esto se estaría ahorrando una cantidad considerable de dinero a diferencia de si se adquirían nuevos equipos.

De igual manera Conrad Kienzle y colaboradores (enero 2003) en su artículo “Turbine retrofit for repowering projects” con ALSTOM llevaron a cabo un proyecto de adaptación e instalación de dos subgeneradores kits en una planta de energía en el estado de Missouri, EEUU. El proyecto tuvo entre sus objetivos modernizar el conjunto de subgeneradores para así disminuir los costos de mantenimiento, asimismo permitió detectar y resolver problemas encontrados en la planta y por tanto extender el tiempo útil de la misma.

El proyecto de adaptación gerenciado por la ALSTOM englobó un programa de mejora del índice de calor de las unidades, mediante la sustitución de secciones específicas de la turbina de vapor por componentes de alta eficiencia que utilizaban la

INTRODUCCIÓN

última tecnología en el diseño de álabes y la metalurgia. Para ello se empleó el uso de conductores y cajas huecas de agua de acero inoxidable para el nuevo bobinado del estator, las cuales evitarían cualquier riesgo de grietas, corrosión y posteriores microfugas de agua. Sin embargo, se mantuvo la misma rata de flujo de vapor, lográndose la producción de mayor potencia, lo que se tradujo en un aumento del par a los generadores eléctricos. Como resultado se presentó la necesidad de producción adicional de los mismos.

También, Don Stephen y colaboradores (octubre del 2007) en su artículo “An Alstom integrated boiler and turbine retrofit Project to increase unit out put and efficiency” hacen referencia a la importante participación de ALSTOM en el desarrollo de un ambicioso proyecto al sur de África en la central Arnot logrando la modernización y aumento de potencia de sus seis unidades.

Durante los años 80 y principios de los 90, Eskom se enfrenta a decisiones de convertir en chatarra las unidades motivado a la reducida tasa de crecimiento en el país, sin embargo, en el nuevo milenio el lado de la demanda experimentó un cambio considerable, enfrentándose la planta a un aumento en la demanda de electricidad, siendo atractivo la implementación de un proyecto que combina este aumento repentino con el aumento de la capacidad de las unidades existentes.

El objetivo principal del proyecto consistió en adaptar los componentes principales de la planta de forma rentable, para que cada unidad pudiera aumentar su potencia de 350MW a 400MW, además de que la vida de estas unidades se prolongara en 20 años. El proceso de optimización, estuvo centrado en los siguientes puntos:

- 1.- *Optimización del ciclo térmico.*
- 2.- *Determinación de la aptitud y capacidad de servicio de las instalaciones existentes frente a las nuevas condiciones.*

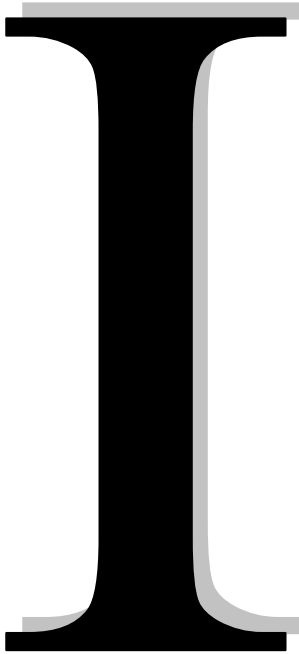
INTRODUCCIÓN

- 3.- *Mayor número posible de reutilización de componentes ya existentes.*
- 4.- *Reacondicionamiento de los cuerpos de turbinas de vapor para aumentar la eficiencia y la rata de flujo de vapor.*
- 5.- *Reemplazo y/o modernización del generador de vapor y de los diversos componentes auxiliares de la turbina.*

Tomando como base las experiencias realizadas y la importancia que tiene el crear planes de reingeniería como vía para el logro de mejoras en la industria de generación eléctrica, con este trabajo se pretende aportar información que sea de provecho para aquellos que deseen ejecutar el plan de reingeniería de una Central Termoeléctrica a Vapor y no cuenten con la planificación necesaria para la conceptualización y ejecución de un proyecto de tal envergadura. Por esta razón se busca identificar y definir una metodología de trabajo, indicando y desarrollando las variables a tomar en cuenta, además de los procesos que se deberían llevar a cabo al momento de realizar una reingeniería de este tipo.

Definición del proyecto

CAPÍTULO



En éste capítulo se presenta la definición y delimitación del proyecto de reingeniería que se persigue, los objetivos derivados del planteamiento del problema y los alcances del mismo.

CAPÍTULO I

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La Electricidad es una de las principales formas de energía usadas en el mundo actual, sin ella sería difícil que un país alcance el desarrollo, ya que de ella dependen las industrias, comunidades, hogares, y muchas otras organizaciones que conforman una sociedad. Es por ello que cobra vital importancia la generación de energía eléctrica.

Una de las formas de generar energía eléctrica es a través de las Centrales Termoeléctricas, entre ellas las Centrales a Vapor. La primera Central Termoeléctrica a Vapor nace en Nueva York en 1882. Fue construida con la primera estación generadora inventada por Edison, de allí en adelante comenzó el desarrollo de equipos y mejoras en los ciclos de potencia hasta llegar a las plantas termoeléctricas a vapor que podemos disfrutar hoy en día.

El ciclo de potencia de estas plantas puede tener algunas variantes pero el funcionamiento es básicamente el mismo. Consiste en un circuito donde el agua, que es el fluido de trabajo, se convierte en vapor al pasar por un Generador de Vapor, éste es conducido a una turbina la cual aprovecha la energía de este flujo y la transforma en energía mecánica, dicha turbina se encuentra acoplada a un Generador Eléctrico que es donde se transforma en energía eléctrica.

El vapor que realiza el trabajo, entregando su presión y temperatura en la turbina, pasa ahora por un condensador, el cual mediante agua o aire lo condensa. El agua otra vez en fase líquida pasa por una o varias bombas y uno o varios calentadores antes de llegar nuevamente al Generador de Vapor cerrando así el ciclo.

Como se puede apreciar son muchos los equipos que se requieren en una planta de este tipo, el problema radica en la vida útil de los componentes principales que se utilizan en ellas (Generador de vapor y Generador Eléctrico, Turbina a vapor, Condensador, Bombas y Calentadores), ya que éstos con el pasar del tiempo disminuyen su eficiencia, ya sea por la falta de mantenimiento, por el largo tiempo en uso, por la incorrecta operación de los equipos, desgaste de materiales, etc. Lo

cierto es que cuando la planta ya está llegando a su tiempo de utilidad, aumenta el riesgo de fallas en los equipos, disminuyendo así la disponibilidad y confiabilidad de la central.

Motivados por la problemática presente en materia de Generación de Energía Eléctrica, debido a la vejez y obsolescencia de muchos de los equipos de las Plantas Termoeléctricas a Vapor en Venezuela y el mundo, en los últimos años se han puesto en práctica programas de reingeniería para extender la vida útil y aumentar la capacidad de las unidades generadoras, como una alternativa que sustituye la necesidad de construir una nueva planta.

La reingeniería que se plantea a nivel de campo es conocida como “Repotenciación”. Ésta consiste en tomar una planta ya existente y aumentar su capacidad, mejorando su eficiencia a fin de reducir los costos de la energía generada y extender la vida útil de la misma, partiendo de los equipos con que ésta cuenta. Se estima que el aumento de rendimiento en la planta se encuentra entre el 1% y el 2%, lo que a su vez se traduce en un ahorro en el consumo de combustible en aproximadamente entre 1% y 3%, esto según procesos de “repotenciación” realizados en décadas pasadas en la planta Josefa Joaquina Sánchez Bastidas y otros de importancia a nivel mundial.

Los programas de “repotenciación” son convenientes ejecutarlos en plantas que generen más de 60 MW, para así poder apreciar el incremento de la energía generada con relación al costo. Al momento de iniciar un plan de “repotenciación” es importante contar con un plan de trabajo que permita llevarlo a cabo, el problema está en que no en todas las empresas se cuenta con una planificación adecuada, que permita puntualizar con exactitud las actividades que se deben realizar para conocer el estado real de la planta, la identificación de los equipos que deben ser reemplazados y cuáles pueden seguir siendo de utilidad, además de señalar las pruebas que se deben aplicar a los equipos para conocer su nivel de funcionamiento con respecto a las nuevas condiciones de trabajo a las que se deben someter.

La falta de conocimiento en este tipo de proyectos representa un problema al momento de querer llevar a cabo su ejecución, es por ello que se propone la elaboración de un plan de trabajo para procesos de reingeniería en centrales térmicas a vapor con capacidades comprendidas entre 60MW y 400MW, todo esto fundamentado en los principios de la primera y segunda ley de la Termodinámica, con el objeto de obtener mejoras en su rendimiento, aumento en su vida útil y capacidad, además de presentar una alternativa que se puede llevar cabo en tiempos razonables y de menor duración en comparación con el proceso de instalación de una nueva planta y sin la necesidad de detener la generación de energía eléctrica en la central.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1Objetivo General

Desarrollar un plan de trabajo para la ejecución de la reingeniería en Centrales Térmicas a Vapor, con capacidades comprendidas entre 60 MW y 400 MW.

1.2.2Objetivos Específicos

- Definir los componentes principales de las unidades que van a ser objeto de la reingeniería.
- Definir pruebas y ensayos respectivos que se deben hacer a las unidades que van a ser sometidas a la reingeniería.
- Realizar el estudio termodinámico de los componentes principales del Generador de Vapor de una Central Térmica a Vapor.
- Realizar el estudio termodinámico de los componentes principales de una o varias Turbinas a Vapor de una Central Térmica.

- Realizar el estudio termodinámico de las componentes principales del tren de agua de condensado de una Central Termoeléctrica.
- Realizar el estudio termodinámico de los componentes principales del tren de agua de alimentación de una Central Termoeléctrica.
- Estimar un rango de ahorro de combustible, consumo específico de vapor, aumento de capacidad y aumento del rendimiento térmico en porcentaje para el rango establecido, una vez finalizada la reingeniería, utilizando los fundamentos de las leyes de la Termodinámica.
- Estimar el ahorro en el costo de la energía generada si se realiza una “repotenciación” con respecto a la instalación de una nueva Central Térmica a Vapor que se encuentre dentro del rango establecido.

1.3 ALCANCES

El presente proyecto contemplará la creación de un plan de trabajo; una planificación estructurada, fundamentada en los principios de las leyes de la Termodinámica, realizada tomando como patrón la planta Josefa Joaquina Sánchez Bastidas (Tacoa), como limitación a este trabajo se presenta el hecho de que se está tratando con un tema de poca aplicación en el país. Por tal motivo la recolección de información se hace dificultosa, además que el proceso de implementación del proyecto que se plantea dependerá de las características propias de cada central.

Para lograr el plan se proponen los siguientes alcances:

- Estudio de una turbina de vapor multietapas:

- Definición de los componentes principales de la turbina de vapor y sus condiciones de trabajo, tomando en consideración los aspectos termodinámicos relacionados (eficiencia, consumo de vapor y potencia).
 - Definición de ensayos y/o pruebas necesarias para verificar el estado de los componentes.
 - Estimación de la posible reducción en el consumo específico de vapor.
- Estudio de un generador de vapor que trabaja a presión subcrítica:
- Definición de sus componentes principales, tomando en consideración los aspectos termodinámicos relacionados (rendimiento térmico, consumo específico de calor).
 - Definición de ensayos y/o pruebas necesarias para verificar las condiciones de los componentes.
 - Estimación del posible ahorro de combustible.
- Estudio del tren de agua de condensado de una central a vapor:
- Definición de los componentes principales, tomando en consideración los principios termodinámicos.
 - Definición de ensayos y/o pruebas necesarias para verificar las condiciones de los componentes.
- Estudio del tren de agua de alimentación de una central a vapor:
- Definición de los componentes principales tomando en consideración los principios termodinámicos.

- Definición de ensayos y/o pruebas necesarias para verificar las condiciones de los componentes.

Marco teórico

CAPÍTULO

II

En éste capítulo se presenta una revisión amplia, detalla e integrada de los aspectos conceptuales que sustentan el proyecto, incluyendo la descripción general de un proceso de reingeniería, así como también la de una Central Termoeléctrica a Vapor, su ciclo termodinámico y componentes principales que la integran.

CAPÍTULO II

2.1 CONCEPTO DE REINGENIERÍA

Según el criterio de Champy y Hammer, se entiende por reingeniería “la revisión fundamental y el rediseño radical de procesos para alcanzar mejoras espectaculares en

medidas críticas y contemporáneas de rendimiento, tales como: costes, calidad, servicio y rapidez” (Albizu, 1993, 119).

Cuando se habla de reingeniería en una Central Térmica a Vapor, para efectos de este proyecto, se hace referencia a lo que técnicamente se conoce como “repotenciación”. La repotenciación consiste en la recuperación de vida de los componentes de un equipo y en consecuencia la prolongación de grandes beneficios.

En una planta de generación eléctrica, la repotenciación se traduce en aumentar la potencia y la vida útil de la misma.

Estas plantas pueden ser repotenciadas de varias formas, como lo son:

- *Cambio de equipos que ya no funcionan; de allí que su potencia se encuentre disminuida.*
- *La reutilización y reequipamiento con equipos de mayor calidad; para obtener mejores resultados de operación.*
- *Repotenciación de ciclo combinado.*

El estudio se centrará en los dos primeros tipos de repotenciación nombrados.

Las principales ventajas de un proceso de repotenciación son:

- *Incremento de la potencia y eficiencia de salida.*
- *Extensión de la vida útil de la central.*
- *Mejor utilización de los activos instalados.*
- *Mayor flexibilidad operacional.*
- *Aumento de confiabilidad y disponibilidad.*
- *Reducción de costos.*

El proceso de repotenciación en cada central tendrá características específicas, debido a que depende del estado de la planta y de las condiciones en que se

encuentren los equipos, de allí que se establezca que cada proceso contemple las necesidades propias de cada planta en particular, siendo ésta una de las variables a considerar en el costo de un proyecto de tal envergadura.

2.2 CENTRAL TERMOELÉCTRICA A VAPOR

Se denominan Centrales Termoeléctricas a Vapor clásicas o convencionales a aquellas centrales que producen energía eléctrica a partir de la combustión de carbón, fueloil o gas en un generador de vapor. El apelativo de convencionales sirve para diferenciarlas de otras centrales termoeléctricas como las solares o nucleoeeléctricas que parten del mismo principio termodinámico pero mediante fuentes energéticas distintas de los combustibles fósiles.

Estas centrales pueden tener variantes en el ciclo de trabajo que utilizan, el cual es el Ciclo Rankine, pero su funcionamiento es básicamente el mismo, consta de un generador de vapor donde la energía del combustible es transmitida al fluido de trabajo que es el agua, ésta pasa de estado líquido a vapor sobrecalentado llegando a una turbina a alta temperatura y alta presión.

Para esta segunda etapa la energía que trae el fluido de trabajo es aprovechado por una Turbina a Vapor que transforma la energía térmica del vapor en energía mecánica, a su vez esta turbina se encuentra acoplada a un Generador Eléctrico que es donde finalmente se transforma en energía eléctrica.

El vapor una vez que ha entregado su energía pasa a un condensador donde el fluido de trabajo vuelve a cambiar su estado, esta vez de vapor a líquido, para aumentar nuevamente su presión y temperatura haciendo uso de bombas y calentadores, llegando al generador de vapor donde se inicia nuevamente el ciclo.

Las Centrales de Vapor que utilizan combustibles fósiles y turbinas de alta velocidad generan 1 kW de electricidad por cada *8.500 a 10.000 Btu* suministrados por el combustible, con un rendimiento térmico del 36 al 40%; estas plantas emplean alternadores accionados por turbinas de hasta 1300 MW de potencia, con Generadores de Vapor que generan desde 10^6 a 10^7 libras de vapor por hora.

Las modernas Plantas de Vapor que utilizan combustible fósil, usan ciclos térmicos con presiones de vapor en la admisión de la turbina entre *1.800 a 3.500 psi*, y temperaturas del vapor sobrecalentado y recalentado entre 950°F (510°C) y más de 1.000°F (538°C).

2.3 GENERADOR DE VAPOR

Los Generadores de Vapor son instalaciones industriales que, utilizando la energía liberada de un combustible sólido, líquido o gaseoso, vaporizan el agua para aplicaciones en la industria, en el caso de Centrales Termoeléctricas este vapor alimenta a una turbina.

El equipo de generación de vapor debe tener la suficiente capacidad, margen de producción y flexibilidad que garanticen una rápida respuesta a la demanda de vapor por parte de la turbina, que puede ser estacionaria o fluctuar amplia y rápidamente; los requisitos de la rata de flujo de vapor se tienen que establecer con exactitud para las condiciones de flujo punta, flujo máximo permanente, flujo mínimo y régimen de cambio de flujo.

El flujo punta determina la capacidad del equipo generador de vapor y de todos sus auxiliares, operando con una sobrepresión del 5% en la admisión de la turbina; el Generador de Vapor se diseña para facilitar esta rata de flujo de vapor que es un 5% superior al flujo máximo, obteniéndose un 5% más de potencia en la turbina. El flujo punta es muy importante tomarlo en consideración para el plan de reingeniería que se

plantea ya que es un factor clave para lograr un incremento en la tasa de flujo de vapor.

2.3.1 Clasificación de los generadores de vapor

- Según la presión que manejan:
 - *Presión subcrítica*
 - *Presión supercrítica*

- Según la circulación del agua en el sistema de recirculación:
 - *Circulación natural*
 - *Circulación asistida*

Circulación natural

En ésta el flujo se produce debido a la diferencia de densidades del fluido en los circuitos descendentes y ascendentes. El circuito descendente transporta agua o líquido saturado y el ascendente transporta la mezcla agua-vapor.

Circulación asistida

En éste se crea el flujo necesario para mantener la circulación en los tubos por medio de bombas de agua que le dan energía al fluido.

- Según la circulación del agua con respecto a los gases se clasifican en:
 - *Piro tubulares*
 - *Acuotubulares*

Acuotubulares

Los Generadores de Vapor modernos de elevada capacidad, potencia y presión, son siempre acuotubulares; en éstos, los flujos de agua y vapor circulan por el interior de los tubos, mientras que los gases calientes lo hacen por el exterior.

2.3.2 Componentes de un generador de vapor de presión subcrítica

Los componentes de un Generador de Vapor moderno se disponen de forma tal que se pueda absorber eficientemente el calor de los productos de la combustión, buscando recuperar la mayor cantidad de energía posible, a demás de permitir suministrar vapor a la presión, temperatura y gasto másico especificado.

Los principales componentes del sistema de generación de vapor y recuperación de calor incluyen:

- El hogar
- Banco vaporizador
- Los calderines de vapor
- Los recalentadores
- Los sobrecalentadores primario y secundario
- El economizador
- Colectores
- El calentador de aire

Estos equipos se complementan con:

- Ventiladores de tiro forzado y de tiro inducido
- Sistemas de control de temperatura
- Sistemas separadores agua-vapor

2.3.2.1 *El hogar*

Es un espacio libre, amplio y cerrado para la combustión y la refrigeración de los humos, antes de que éstos entren en el paso de convección o zona de recuperación. Una temperatura excesiva de los humos a la salida del hogar, hacia los bancos tubulares, puede provocar una acumulación de partículas en el lado exterior de los tubos o una excesiva temperatura del acero de los mismos.

Existen algunos aspectos que se deben tomar en cuenta en el hogar de un Generador de Vapor, algunos de estos aspectos son:

- *Superficie de cerramiento*
- *Tamaño del hogar*
- *Quemadores*
- *Atomizadores*

Quemadores

El quemador es el principal componente del equipo de combustión para fueloil y gas natural. En las unidades generadoras de vapor de Plantas Termoeléctricas convencionales y de plantas industriales, el quemador admite el combustible y el aire hacia el hogar, garantizando una combustión segura y eficiente, en particular cuando se está operando a plena potencia del Generador de Vapor.

Atomizadores

Para quemar fueloil hay que atomizarlo hacia el hogar, en forma de niebla fina dispersa en el flujo de aire comburente; la atomización constituye la clave para lograr una combustión eficiente y reducidas emisiones de materias sólidas a la atmósfera.

Para una adecuada atomización, cualquier fuelóleo que tenga una viscosidad superior a la del n° 2, se debe calentar con vapor o eléctricamente, a fin de reducir su viscosidad y situarla en un rango comprendido entre 100 y 150 sSU (Segundos Saybold Universal).

2.3.2.2 *Calderín de vapor*

Es un recipiente cilíndrico de grandes dimensiones, con un diámetro que va entre 0.9 y 1,8 m y longitudes que pueden llegar a los 30 m. Se ubica en la parte alta del Generador de Vapor, en el que el vapor saturado se separa de la mezcla *vapor-agua* que sale de los tubos del mismo.

Se fabrican con virolas gruesas de acero laminado y fondos hemisféricos, y alojan los equipos de:

- *Separación vapor-agua*
- *Purificación del vapor*
- *Mezcla del agua de aporte y de los productos químico*

Además, facilitan un limitado almacenamiento de agua para atender pequeños cambios instantáneos de carga de la unidad.

Las principales conexiones del Calderín de Vapor son:

- *Las que reciben más mezclas vapor-agua desde los tubos del generador de vapor.*
- *Las que evacúan el vapor saturado, que suelen ser muy pocas en número.*
- *Las que añaden el agua de aporte al sistema, normalmente reducidas a una ó dos.*
- *Las que retoman el agua casi saturada y la llevan a la entrada de los tubos de caldera.*

2.3.2.3 *Banco vaporizador*

La superficie intercambiadora del hogar puede resultar escasa para generar el vapor requerido por la aplicación final, es por ello que se añade un Banco Vaporizador, el cual es necesario en Generadores de Vapor que trabajan a presiones subcríticas.

El banco vaporizador se compone de:

- *Un calderín de vapor en la parte superior*
- *Un calderín de agua en la parte inferior*
- *Una serie de tubos que une a ambos calderines*

Las partes internas del Calderín de Vapor y el tamaño de los tubos del Banco Vaporizador, se disponen de forma que el agua subenfriada descienda por el interior de los tubos más alejados del hogar, hacia el Calderín inferior (de agua); en éste, el agua se distribuye entre los demás tubos, a lo largo de los cuales se convierte parcialmente en vapor en su retorno al Calderín superior.

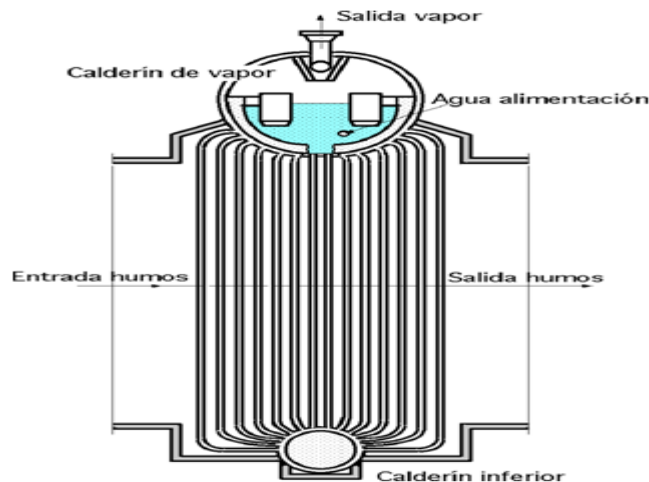


Figura 2. 1 Esquema de un banco vaporizador

2.3.2.4 Sobrecalentador

Cuando en una turbina se utiliza vapor saturado, el trabajo realizado está limitado por la humedad que puede manipular la turbina sin un excesivo desgaste de sus álabes; este grado de humedad se sitúa entre el 10% y 15%, por esta razón es de gran importancia el uso de los sobrecalentadores en este tipo de centrales.

El Sobrecalentador tiene como función aumentar la temperatura del vapor saturado, con la finalidad de que en la Turbina de Vapor pueda existir una mayor diferencia de entalpías produciendo así más trabajo y reduciendo el Consumo de Calor del ciclo. Éstos son intercambiadores de una sola fase, con la rata de flujo de vapor por el interior y flujo de humos por el exterior, en flujos cruzados.

Tipos de sobrecalentadores

- Sobrecalentador de convección
- Sobrecalentador de radiación

Sobrecalentador de convección

Se emplea cuando la temperatura de los gases es pequeña. En una unidad generadora de vapor que utilice este diseño, la temperatura del vapor que sale del sobrecalentador aumenta con la producción del generador de vapor.

Sobrecalentador de radiación

Recibe la energía desde el hogar por radiación, y muy poca convección. Como el calor absorbido por las paredes del hogar no aumenta tan rápidamente como la producción del Generador de Vapor, la temperatura de salida del sobrecalentador radiante disminuye al aumentar la producción del Generador de Vapor.

2.3.2.5 Recalentadores

Éstos cumplen la misma función que el sobrecalentador la cual es, aumentar la temperatura del vapor. Las diferencias entre el Sobrecalentador y el Recalentador son las siguientes:

- *La posición (primero está el sobrecalentador)*
- *La presión del vapor es menor en el recalentad.*
- *La rata de flujo de vapor es menor en el recalentador*

La presión del vapor en un recalentador es crítica, porque la mejora en el Consumo de Calor del ciclo se puede anular por una pérdida de presión demasiado grande en el recalentador; por lo tanto, el flujo másico de vapor en el Recalentador suele ser algo menor que en el sobrecalentador.

El flujo másico del vapor en los tubos del recalentador debe ser el suficiente para que el gradiente de temperaturas a través de la película de vapor sea inferior a 150°F (83°C); éste se consigue con una caída de presión en los tubos del recalentador de 4 a 5% de la presión de entrada al mismo, junto con otra caída de presión en válvulas y tuberías del sistema de vapor recalentado de 4 a 5%, por lo que la caída de presión total admisible en el sistema no debe exceder del 8 a 10% .

Existen algunos aspectos que son importantes tomar en cuenta en los Sobrecalentadores y recalentadores, algunos de estos aspectos son:

- Temperatura de salida
- Tamaño de los tubos
- Material de los tubo

A continuación se presentan algunas configuraciones de los sobrecalentadores:

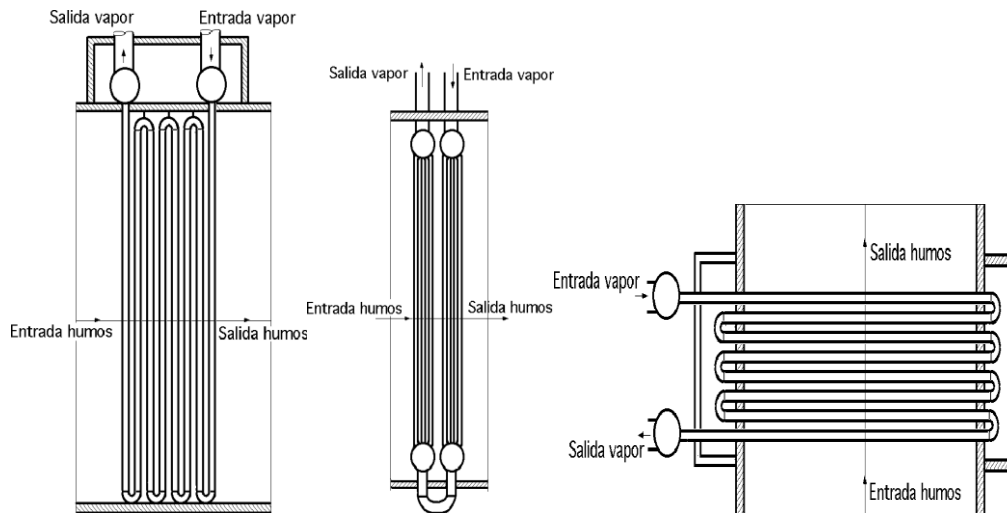


Figura 2. 2Configuraciones de sobrecalentadores

2.3.2.6 Economizador

Es un intercambiador de calor de flujos en contracorriente que recupera la energía residual de los humos, aguas abajo del sobrecalentador, y del recalentador, incrementando la temperatura del agua del sistema que entra en el calderín de vapor y aumentando la eficiencia del generador. Por cada 40°F (22°C) de disminución de la temperatura de los humos en un economizador se estima que el rendimiento del generador aumenta un 1% aproximadamente.

Tipos de economizadores

- De tubos lisos
- De superficies amplias
 - *Aletas*
 - *Deflectores*

- *Protuberancias*

2.3.2.7 Colectores

Los tubos se conectan por la parte inferior y por la superior a colectores o distribuidores que reúnen o distribuyen el agua, el vapor o las mezclas vapor-agua. Todos los componentes (Economizador, Recalentador y Sobrecalentador) se conectan a estos colectores.

2.3.2.8 Calentadores de aire

Los calentadores de aire se utilizan para calentar el aire comburente y mejorar el proceso de la combustión en las plantas generadoras de vapor. Los humos constituyen la fuente energética, y el calentador recoge y utiliza el calor residual de los mismos, lo que incrementa la eficiencia global del generador entre un 5 a 10%.

Los calentadores de aire pueden utilizar otras fuentes térmicas, como el vapor procedente de la extracción de una turbina, dependiendo de la aplicación particular de que se trate. Los calentadores de aire están ubicados detrás del Generador de Vapor, aguas abajo del mismo (en el flujo de humos), en donde se reciben los humos calientes procedentes del economizador y el aire procedente del ventilador de tiro forzado. El aire caliente que sale de los calentadores de aire mejora la combustión, con cualquier tipo de combustible.

Según su principio operativo en el proceso de transferencia de calor, los calentadores se clasifican en dos grandes grupos:

- Recuperativos
- Regenerativos

Calentadores de aire Recuperativos

El calor se transfiere a través de una superficie de intercambio térmico, que garantiza la separación de los flujos de humos y aire que llegan al calentador; esta superficie puede estar conformada por:

- *Un determinado conjunto de tubos, cuya superficie global es la del calentador de aire para el intercambio calorífico.*
- *Un conjunto de placas paralelas que canalizan, por separado, los dos fluidos que intervienen en el proceso.*

Algunos intercambiadores de calor recuperativos operan con una pequeña contaminación por fuga entre los fluidos presentes; como la presión del aire es mayor que la de los humos ($p_{\text{aire}} > p_{\text{humos}}$), la fuga es del aire hacia éstos.

Calentadores de aire Regenerativos

El calor se transfiere indirectamente, ya que disponen de un determinado medio de almacenamiento de calor que, periódica y alternativamente, por rotación o con dispositivos de válvulas de inversión, se expone a los flujos caliente y frío, utilizándose como medio de almacenamiento una gran variedad de materiales.

En estas unidades de Generadores de Vapor de Plantas Termoeléctricas se emplean paquetes de elementos ensamblados, muy tupidos, de chapas de acero corrugado que utilizan la rotación como procedimiento para sumergir el medio en los respectivos flujos.

El giro puede ser:

- *De las chapas de acero que se exponen sucesivamente a los flujos de aire y humos.*

- *De los conductos de aire y humos, que por medio de unos conductos giratorios dirigen los flujos de aire y humos, atravesando los elementos estacionarios de la superficie acumuladora del termointercambiador.*

Los calentadores de aire de tipo regenerativo son pequeños, y se han utilizado con preferencia para calentar el aire comburente de las Plantas Termoeléctricas. Una característica de operación es la cantidad de aire comburente que se fuga hacia el flujo de humos, debido a la rotación, que exige siempre una holgura entre las partes móviles y fijas.

2.3.2.9 Ventiladores de tiro forzado y tiro inducido

Tiro natural

La chimenea es la encargada de establecer la diferencia de presión necesaria para la circulación del fluido en las condiciones requeridas. Su acción se basa en la diferencia de pesos habida entre la columna de aire en su interior y otra de igual altura exterior, en las condiciones dadas en el medio ambiente. Esta diferencia ocasiona la circulación del fluido por el interior del Generador de Vapor.

En las plantas actuales de gran capacidad el tiro natural no resulta suficiente para vencer todas las pérdidas que ocurren en los modernos Generadores de Vapor, es por ello que resulta indispensable el tiro artificial.

Tiro artificial

En éste, la diferencia de presión necesaria para la circulación del fluido por el Generador de Vapor queda a cargo de los ventiladores, eventualmente respaldados por chimenea. Según la posición relativa de los ventiladores en la instalación, se le puede clasificar como:

- *Tiro Forzado*
- *Tiro Inducido*
- *Tiro Equilibrado*

Los Generadores de Vapor con tiro forzado operan manteniendo el aire y los productos de combustión a presión superior a la atmosférica. Los ventiladores a la entrada del sistema de caldera facilitan la presión suficiente para forzar la circulación del aire y de los humos a través del sistema.

Los Generadores de Vapor con *tiro inducido* operan con una presión estática de aire y de humos inferior a la atmosférica. La presión estática disminuye conforme se progresa desde la entrada de aire hasta el ventilador de tiro inducido.

Los Generadores de Vapor con *tiro equilibrado* tienen un ventilador de tiro forzado a la entrada al sistema y un ventilador de tiro inducido a la salida.

Ventilador de tiro forzado

Los generadores de vapor de tiro forzado utilizan el ventilador de tiro forzado para impulsar el aire a través del sistema de suministro de aire comburente hacia el hogar.

El ventilador de tiro forzado tiene una presión de descarga bastante alta para equilibrar la resistencia total de los conductos de aire, calentador de aire, quemadores, lecho de combustible y cualquier otra resistencia entre la descarga del ventilador y el hogar, lo que hace de éste el punto de tiro equilibrado o de presión cero.

La capacidad volumétrica del ventilador de tiro forzado a la salida debe ser igual a la cantidad total de aire comburente necesario, más las fugas del lado de aire esperadas en el calentador de aire.

Para establecer las características del ventilador de tiro forzado se calculan:

- *La resistencia del sistema desde el ventilador hasta el hogar, para determinar el peso de aire necesario para la combustión.*
- *Las fugas en el calentador de aire, basando los cálculos a una temperatura ambiente del aire a la entrada del ventilador.*

La selección de un ventilador de tiro forzado debe tener en cuenta lo siguiente:

- *La fiabilidad*
- *El rendimiento*
- *La Estabilidad*
- *La Sobrecarga*

Ventilador de tiro inducido

Las unidades que operan con tiro equilibrado, o sin ventilador de tiro forzado, precisan un ventilador de tiro inducido para mover los gases de combustión. El ventilador se instala en las proximidades de la chimenea para asegurar el tiro necesario para expulsar los gases que se encuentran dentro del Generador.

Para establecer las características del ventilador de tiro inducido se toma en cuenta:

- *Los gases de combustión, correspondiente a la máxima carga del generador de vapor.*
- *Las infiltraciones de aire en el cerramiento del generador de vapor desde la atmósfera circundante.*
- *Las fugas en el calentador de aire, desde el lado de aire hacia el de humos.*

Un ventilador de tiro inducido tiene los mismos fundamentos que un ventilador de tiro forzado, excepto que el de tiro inducido manipula gases a mayor

temperatura, que pueden contener ceniza erosiva; la temperatura de los humos se calcula para el Generador de Vapor a plena carga.

2.3.2.10 Sistemas de control de temperatura

La importancia de la regulación de la temperatura del vapor, dentro de estrechos márgenes, se pone de manifiesto por el hecho de que una variación de la temperatura del vapor de $35^{\circ}F$ a $40^{\circ}F$, implica una alteración del 1% en el consumo específico de calor, para presiones de funcionamiento superiores a 1800 psi.

Variables operativas que afectan la temperatura del vapor:

Las temperaturas de vapor vienen afectadas por variables operativas, como:

- *Exceso de aire.*
- *Temperatura del agua de alimentación.*
- *Limpieza de las superficies termointercambiadoras.*

Parámetros para el control de la temperatura del vapor

Para regular la temperatura del vapor se pueden considerar los siguientes parámetros de control:

- *La atemperación.*
- *Los cortatiros de dosificación y distribución de gases.*
- *El exceso de aire.*
- *La selección, ubicación y posición de los quemadores.*
- *Los sobrecalentadores con fuegos independientes.*

2.3.2.11 Sistema separadores Agua-Vapor

Los Generadores de Vapor que operan a presión subcrítica y con recirculación, están equipados con grandes recipientes cilíndricos llamados calderines. El objetivo de un calderín es facilitar la separación del vapor saturado, a partir de la mezcla *agua-vapor* que sale de las superficies termointercambiadoras encargadas de la vaporización.

El agua, libre de vapor, se recircula con el agua que alimenta las superficies intercambiadoras, para la posterior generación del vapor.

El vapor saturado se descarga a través de una serie de conexiones de salida, para su utilización directa o un posterior sobrecalentamiento.

Tipos de procedimientos para la separación agua-vapor

Un equipo de separación primaria adopta uno de los tres procedimientos siguientes:

- Separación natural, activa por la fuerza de la gravedad
- Separación asistida, por medio de deflectores
- Separación mecánica, de alta capacidad

2.4 TURBINAS A VAPOR

Las turbinas de vapor son turbomáquinas motoras cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler. Éstas transforman la energía de la rata de flujo de vapor en energía mecánica. La energía potencial térmica disponible es la diferencia de entalpías entre el estado inicial del vapor, a la entrada de la turbina, y su estado final, a la salida de la misma; esta diferencia de entalpías se conoce como salto entálpico o salto térmico.

Dada la gran diferencia que se debe obtener entre la presión de entrada y de salida de la turbina es necesario producir esta expansión en distintas etapas, escalonamientos, con el fin de obtener un mejor rendimiento de la operación.

2.4.1 Clasificación de las turbinas a vapor

- Por la dirección del flujo de vapor en el rodete de la turbina, se dividen en:
 - *Radiales*
 - *Axiales*

Radiales

La circulación de vapor se establece en un plano perpendicular al eje de la turbina.

Axiales

La circulación de vapor ocurre paralelamente al eje de la turbina.

- Por el aprovechamiento de la energía del flujo de vapor:
 - *Turbinas de acción*
 - *Turbinas de reacción*
 - *Turbinas mixtas*

Las turbinas que sólo tienen toberas fijas se les conoce como turbinas de acción o impulso tales como las General Electric, Toshiba, Hitachi, Ansaldo, y aquellas que tienen toberas fijas y toberas móviles presentan caídas de presión en los alabes; a estas se les identifica como turbinas de reacción tales como Westinghouse, Mitsubishi, Brown Boveri. Por cuestiones prácticas casi todas las turbinas comerciales constan de un poco de ambos diseños; las de impulso traen un poco de reacción y las de reacción algo de impulso.

Turbinas de acción

El cambio, *salto* entálpico o expansión es realizado en los álabes directores o las toberas de inyección si se trata de la primera etapa de un conjunto de turbinas; estos elementos están sujetos al estator. En el paso del vapor por el rotor (álabes móviles) la presión se mantendrá constante y habrá una reducción de la velocidad.

Turbinas de reacción

La expansión, es decir, el *salto entálpico* del vapor puede realizarse tanto en el rotor (álabe móvil) como en el estator (álabe fijo). Cuando este salto ocurre únicamente en el rotor la turbina se conoce como de *reacción pura*.

2.4.2 Componentes de una turbina a vapor

- El rotor
- El estator
- Las toberas
- Los diafragmas

2.4.2.1 El rotor

Es una de las piezas más importante de la turbina. En lo que concierne a capacidad de una turbina, comúnmente es el factor limitante debido a los altos esfuerzos térmicos y mecánicos que en él se presentan. En él van montados los álabes que le transfieren la energía al vapor. También está el plato de cojinetes de empuje, las ruedas donde se colocan los álabes, los acoplamientos con los que transmite su potencia y los muñones, los cuales descansan en las chumaceras.



Figura 2. 3Rotor de una turbina de vapor

2.4.2.2 *Álabes*

Su objetivo principal es transformar la energía cinética que adquieren del vapor en energía mecánica que se transfiere al rotor, que a su vez acciona otros equipos.



Figura 2. 4Diferentes tipos de alabes móviles

2.4.2.3 *El estator*

El estator está constituido por la propia carcasa de la turbina. Al igual que el rotor, el estator está formado por una serie de coronas de álabes, correspondiendo cada una a una etapa o escalonamiento de la turbina.

2.4.2.4 Las toberas

El vapor es alimentado a la turbina a través de las toberas. Su objetivo primordial es el de transformar la energía de presión del vapor en energía cinética por medio de una estrangulación, expansión del vapor. Estas toberas, dependiendo del diseño de la turbina, van ensambladas en los diafragmas, como en los diseños de impulso o, bien, van colocadas en las carcasas internas, como en los diseños de reacción.



Figura 2. 5 Tobera de una unidad de vapor

2.4.2.5 Los diafragmas

Entre las funciones principales de los diafragmas se encuentra la de evitar que el vapor se desvíe de su ruta dentro de la turbina. Para esta finalidad cuenta con cuñas de sellado horizontal y vertical además de brindar el espaciado necesario donde van colocados los sellos de vapor de tipo laberinto, que también evita las fugas de este tipo.



Figura 2. 6 Diafragma de una turbina de vapor Hitachi, etapa de baja presión

Los equipos auxiliares necesarios para la correcta operación de la turbina son:

- Sistema de control o gobernador para ajustar el suministro requerido de vapor que entra a la turbina, con el fin de satisfacer la demanda y mantener una velocidad constante.
- Sistema de lubricación (Bombas de aceite, tanques de aceite, bomba principal)
- Tubería de vapor
- Sistema de condensación
- Drenajes
- Sellos
- Chumaceras

2.5 TREN DE AGUA DE CONDENSADO Y CALENTAMIENTO

2.5.1 Componentes principales del tren de condensado

- Condensador
- Bomba de agua de circulación

- Bomba de condensado
- Inyectores de cebadura
- Equipo para retiro de gases no condensables
- Válvula de alivio atmosférica
- Túnel, canal o tubo de admisión de agua
- Túnel, canal o tubo de descarga
- Calentadores de baja presión
- Desaireador

2.5.1.1 Condensador

Es un intercambiador de calor en el cual el vapor a baja presión de escape de la turbina es condensado para reanudar el ciclo. Son usados para proporcionar las más bajas presiones posibles, ya que de esta manera se obtienen centrales eléctricas más eficientes.

Las presiones bajas en el condensador dependen de:

- *La temperatura de saturación a la cual se condensa el vapor, la cual a su vez depende del caudal y la temperatura del fluido utilizado para el enfriamiento.*
- *La presión debida al aire que puede haber entrado con el vapor, el agua o que posiblemente se haya introducido entre las uniones.*

Funciones del condensador

El condensador es el último elemento del ciclo que el vapor recorre en tal estado, sus misiones principales, son:

- *Crear un vacío en el escape de la turbina.*
- *Condensar el vapor de escape y así recuperarlo para el ciclo.*

Otras funciones que se le asignan también, son las siguientes:

- *Eliminar los gases no condensables presentes en el vapor.*
- *Impedir la entrada de gases no condensables.*

Vacío en el condensador

La primera finalidad de crear un vacío en el escape de la turbina, tiene una doble razón termodinámica y económica. En efecto, la diferencia de entalpía entre el vapor y el condensado es considerable, de forma que, en condiciones determinadas de presión y temperatura, el salto entálpico entre el vapor en la admisión de la turbina y el condensador es considerablemente mayor si hay condensación del vapor que si no la hay, y el rendimiento, en consecuencia ,aumenta también.

Desde el punto de vista económico, la consecuencia inmediata es que se consigue un mejor aprovechamiento de la energía aportada por el combustible, es decir, una disminución en el consumo específico de calor y un coste inferior por KW/h producido.

Condensación del vapor

La segunda finalidad fue la condensación del vapor y su recuperación para el ciclo. Evidentemente, el agua del circuito principal debe de estar libre de impurezas en un grado muy alto, y un funcionamiento en circuito abierto exigiría un tratamiento de grandes volúmenes de agua con el consiguiente encarecimiento, pues el agua normalmente disponible (mar, ríos, embalses) suele llevar una gran proporción de sustancias en suspensión superior a los límites aconsejables.

Eliminación de los gases no condensables presentes en el vapor

La razón de que se desee eliminar los gases no condensables del condensador, reside en que su presencia reduce la diferencia de temperatura efectiva y empeora la transmisión de calor entre el vapor y el agua de refrigeración con el consiguiente encarecimiento por necesitarse más superficie de tubos, y porque contribuye a

aumentar la presión en el condensador, empeorando el rendimiento del ciclo y el funcionamiento de la turbina.

Tipos de condensadores

Los condensadores pueden ser:

- De contacto directo
- De superficie

De contacto directo

Este tipo de condensadores no son de aplicación en centrales térmicas, debido a que el fluido de trabajo se contamina.

De superficie

El intercambio de calor se realiza a través de un haz de tubos, por cuyo interior circula el agua de refrigeración. Poseen las siguientes características:

- *Son eficientes para hacer disponible una baja presión a la salida de la turbina.*
- *Son necesarios en los ciclos de calor, ya que los mismos ejercen un efecto termodinámico sobre el ciclo debido a las bajas presiones con las que trabajan.*
- *Utilizan el condensado como agua de alimentación para el Generador de Vapor.*
- *La limpieza en los tubos del condensador es fundamental, debido a que el agua proveniente de los ríos o mares pueden llevar sucios, que actúan como una resistencia a la transferencia de calor además de ocasionar la obstrucción de los tubos y por ende la disminución de la eficiencia del ciclo.*

2.5.1.2 Clasificación de los condensadores de superficie

Dentro de esta clasificación de condensadores de superficie se encuentran los siguientes:

- Tubos dobles
- Compactos
- Casco y tubos

Tubos dobles

Es el tipo más sencillo de intercambiador de calor. Está constituido por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. Uno de los fluidos fluye por el tubo de menor diámetro y el otro fluido fluye por el espacio anular entre los dos tubos. En este tipo de intercambiador son posibles dos configuraciones en cuanto a la dirección del flujo de los fluidos: contraflujo y flujo paralelo.

Compactos

Son intercambiadores diseñados para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen. La razón entre el área superficial de transferencia de calor y su volumen es la densidad de área b . Un intercambiador con $b > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ se clasifica como compacto.

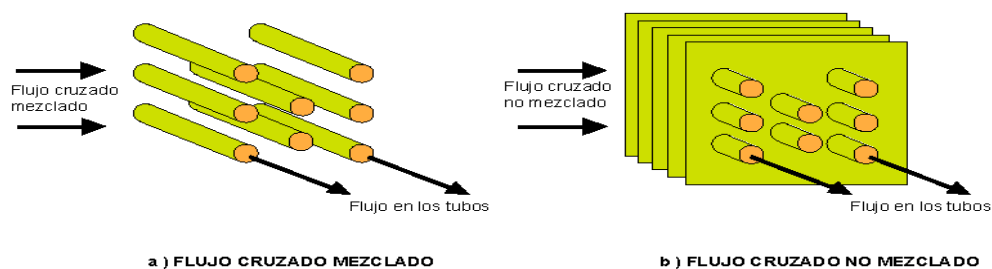


Figura 2. 7 Tipos intercambiadores

Cascos y tubos

Es el tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales. Estos tipos de intercambiadores están compuestos por gran cantidad de tubos (a veces varios cientos) contenidos en un casco. Los tubos se disponen con sus ejes paralelos al eje del casco. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por el interior de los tubos, mientras que el otro se mueve por fuera de éstos, por el casco. Se clasifican por el número de pasos por el casco y por el número de pasos por los tubos. En la figura siguiente se muestran dos ejemplos.

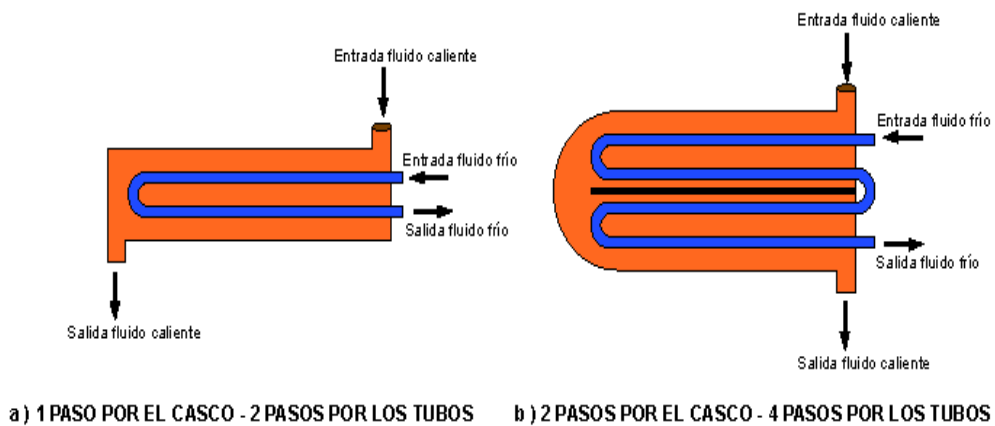


Figura 2. 8 Tipos de intercambiadores según el paso y el casco

2.5.1.3 Bomba de agua de circulación

Su función es suministrar el agua de refrigeración al condensador. Deben de impulsar esta agua a lo largo de las tuberías de toma y descarga, condensador, válvulas, etc.

Estas bombas se construyen para un gran caudal y poca altura manométrica. Normalmente son de tipo vertical, con rodete de tipo hélice o axial y de baja velocidad de rotación. El conocimiento del tipo de bomba aún sin saberse sus características, es ya un dato importante a la hora de predecir valores posibles de las variables durante el funcionamiento. Debido a esta baja velocidad de funcionamiento y a la pequeña altura dinámica de descarga, el rendimiento de estas bombas es elevado, superior al 80%, e incluso al 90%.

Este tipo de bombas manejan entre 75 a 100 libras de agua de enfriamiento por cada libra de vapor condensado para mantener la presión de vapor baja.

2.5.1.4 Bombas de extracción del condensado

Tienen como cometido evacuar el agua condensada acumulada en el pozo de condensado, a medida que se va condensando el vapor proveniente del escape de la turbina.

Manejan pequeñas cantidades de agua a presiones bajas, debido a que succionan el agua condensada del condensador, el cual maneja presiones de vacío.

El rendimiento del grupo puede situarse alrededor del 75%. La tubería de aspiración debe ser lo más corta posible, ya que el interior del condensador se encuentra bajo vacío y hay que garantizar un NPSH (altura de aspiración *net*a positiva) adecuada para las bombas.

2.5.1.5 Eyectores de aire por vapor

Un eyector de este tipo es un compresor de aire que utiliza el vapor para producir vacío, aspirar el aire y descargar la mezcla de aire y vapor. Los gases no condensables entran por el conducto de la boca del eyector y son comprimidos y arrastrados fuera del equipo.

La finalidad de estos elementos es de extraer el aire del condensador, para ayudar a mantener las condiciones óptimas de funcionamiento.

Puede estimarse que para una potencia de alrededor de los 350 MW, el consumo de los eyectores es de unos 500 Kg/h de vapor.

2.5.1.6 Calentadores de agua de alimentación

Un calentador se puede definir como una unidad formada por una carcasa cerrada y tubos rectos o en U, el cual calienta el agua de circulación o el paso del condensado (a lo largo de los tubos) con el vapor de la extracción de turbina que circula por el cuerpo.

Sus partes son:

- *Una carcasa cilíndrica*
- *Tubos*
- *Placa tubular*
- *Placas Soporte y Baffles*
- *Cámara de agua*

Los calentadores de agua de alimentación al Generador de Vapor se utilizan en las Centrales Térmicas para aumentar la temperatura del fluido proveniente del condensador de superficie, antes de que el agua entre al Generador de Vapor.

El propósito o la ventaja de utilizar calentadores de agua en el ciclo térmico, es aumentar o incrementar la eficiencia térmica de dicho ciclo, es decir, aumentar el rendimiento global de la planta.

Los calentadores de agua de alimentación evitan el “shock térmico” al generador de vapor y reducen el consumo de fuel o cualquier otro combustible necesario para

convertir el agua a vapor. El resultado es una ganancia neta de energía debido esencialmente a la gran cantidad de calor latente recuperado en el calentador, por el cambio de fase de vapor a agua.

La aplicación de calentadores en una central térmica convierte el ciclo convencional en un “Ciclo Regenerativo de Vapor”. En el ciclo regenerativo normalmente se emplean calentadores de tipo abierto y calentadores de tipo cerrado.

Calentadores cerrados

En los calentadores cerrados el vapor extraído no se mezcla con el líquido que viene del condensador y, por lo tanto, no requiere entrar al calentador a la misma presión. El líquido fluye por unos tubos a través de los cuales recibe el calor cedido por el vapor extraído de la turbina. El vapor que se condensa en las paredes externas de los tubos puede bombearse a la línea de agua líquida, llevarse a un calentador abierto de menor presión o directamente al condensador.

Calentadores abiertos

En el de tipo abierto el vapor y el agua se mezclan equilibrando su temperatura, es menos costoso y tiene mejores características de transferencia de calor que el de tipo cerrado. La principal desventaja del calentador abierto es la necesidad de utilizar una bomba para elevar la presión del líquido saturado que entra en el calentador.

Los calentadores abiertos se conocen como tanques desaireadores porque en ellos se expulsan los gases presentes.

2.5.1.7 Clasificación de los calentadores

Los calentadores de agua de alimentación al Generador de Vapor se pueden clasificar en función de su fabricación y diseño, en:

- Calentadores de alta Presión
- Calentadores de baja Presión

2.5.2 Componentes principales del tren de agua de alimentación

Está conformado por los siguientes componentes:

- Bomba de alimentación a la caldera
- Calentadores de alta presión

2.5.2.1 Bomba de agua de alimentación a la caldera

Todos los tipos de Generadores de Vapor exceptuando los de baja presión requieren de bombas que alimenten de un flujo de agua al mismo. El condensado del condensador principal es removido por una bomba que dependiendo del ciclo específico de colocación descarga el agua por un calentador de presión cerrado y luego al calentador abierto si ambos tipos son usados. La presión de descarga de la bomba de condensado es inferior a la presión del Generador de Vapor; por esta razón todas las plantas usan una bomba de alimentación a la caldera.

2.5.2.2 Desaireador

Es un calentador abierto. En ellos existe una mezcla entre el vapor calentador y el agua, necesitándose para este proceso que las presiones de entrada y salida sean iguales; por lo general es manejado a presión atmosférica

Se caracterizan por dividir el agua de alimentación en finas gotas, calentándolas para transformarlas en vapor, de tal forma que se puedan eliminar los gases contenidos en el desaireador a medida que se van condensando.

2.6 PRUEBAS Y ENSAYOS

Las pruebas y ensayos se llevan a cabo para conocer la el estado físico de los equipos de la planta, éstos son de dos tipos:

- Ensayos no destructivos
- Ensayos destructivos

2.6.1 Ensayos no destructivos

Los ensayos no destructivos, también conocidos como END o NDT (Non Destrucción Test) son una forma de ensayo de materiales y estructuras sin causar ningún daño a la pieza inspeccionada.

Dicha prueba se emplea para detectar materiales defectuosos antes de que las partes componentes sean formadas o mecanizadas, para detectar componentes defectuosos antes de ensamblar, para medir el espesor de un metal u otros materiales, para determinar el nivel de líquido o el contenido de sólido en recipientes opacos. También se usan para identificar y clasificar materiales y para descubrir defectos que pudieran desarrollarse durante el procesamiento o el uso. Las partes también pueden examinarse cuando están en servicio, lo que permitirá su remoción previa a la ocurrencia de una falla.

Las pruebas no destructivas se utilizan para hacer productos más confiables, seguros y económicos.

La aplicación de ensayos no destructivos en Plantas Termoeléctricas, se realiza durante los planes de mantenimiento preventivo y predictivo.

2.6.2 Tipos de ensayos no destructivos

Entre los ensayos no destructivos se tiene:

- Inspección visual
- Líquidos penetrantes
- Partículas magnéticas
- Ultrasonido
- Radiografías
- Corrientes inducidas
- Inspección borosónica

2.6.2.1 Inspección visual

Es uno de los primeros métodos que se aplican en un plan de mantenimiento. Consiste simplemente en observar directamente la pieza o maquinaria a la cual se le está aplicando el plan de mantenimiento.

Permite observar salpicaduras, existencia de cenizas, distorsiones por excesivo calentamiento, grietas.

Existe también la inspección visual remota, la cual es realizada con pequeñas cámaras, espejos, linternas, etc, en sitios donde no es posible observar de forma directa la falla por causa de la complejidad y tamaño del equipo.

Ventajas de la inspección visual

- *Bajos costos*
- *Resultados inmediatos*
- *Con la toma de fotos, se logra obtener registros permanentes*

Limitaciones de la inspección visual

- *Es un método con mayor índice de subjetividad que cualquier otro método*
- *Sólo se pueden detectar fallas superficiales notables*

2.6.2.2 Líquidos penetrantes

Este es un método sensible no destructivo con el que se pueden detectar pequeñas discontinuidades como fisuras, contracciones y porosidades que afloran a la superficie. Aunque este método puede aplicarse tanto a materiales magnéticos como a no magnéticos, se usa principalmente en materiales no magnéticos.

Las especificaciones de este ensayo se clasifican de acuerdo a lo establecido en la norma ASTM E433 “*Standard Reference Photographs for Liquid Penetrant Inspection*” (Fotografías de Referencias Estandarizadas para la Inspección por Tintes Penetrantes). Consiste en agregar una especie de líquido sobre la superficie del equipo a ensayar y como resultado de esto, donde exista una discontinuidad superficial, el líquido se acumulará, teniendo así un color más intenso que en el resto de la superficie; a partir de esto se detecta la falla.

Se puede recurrir a varias técnicas penetrantes para revisar cualquier material homogéneo que no sea poroso, como metales, vidrio, plástico y algunos materiales cerámicos.

Las partes que van a probarse se tratan primero con un trazador o colorante. Por lo general, los trazadores son líquidos ligeros, de apariencia aceitosa, que se aplican a la prueba por inmersión, rociado o con una brocha, o de alguna otra manera conveniente. El trazador es absorbido dentro de las fisuras y otras discontinuidades por una fuerte acción capilar. Después que el trazador ha tenido tiempo de filtrarse, los residuos restantes sobre la superficie se limpian o se lavan. Esto permite al trazador permanecer en todas las discontinuidades que afloran a la superficie. A continuación, la pieza que se está revisando se trata con un polvo seco o una suspensión de polvo en un líquido. Este polvo o revelador actúa como una esponja que atrae al trazador fuera del defecto y aumenta el tamaño del área de indicación.

A fin de que este proceso de inspección sea eficaz, el trazador debe ser observado fácilmente en el polvo revelador. Un método para facilitar la inspección es usar colores contrastantes para el trazador y el revelador. Una combinación muy común es utilizar revelador blanco y un colorante rojo.

El exceso de solución se elimina de la superficie, y se aplica un revelador. Este actúa como secante, destacando fácilmente las imperfecciones superficiales, ya sea por la aparición de vivos colores como después de aplicar luz UV.

Tiene mayor aplicación en la detección de grietas en la superficie de todos los metales.

Tipos de líquidos penetrantes

- *Fluorescentes (Lavables con agua)*
- *Visibles (Lavables con agua)*
- *Emulsificables*

En la figura se muestra el principio del ensayo

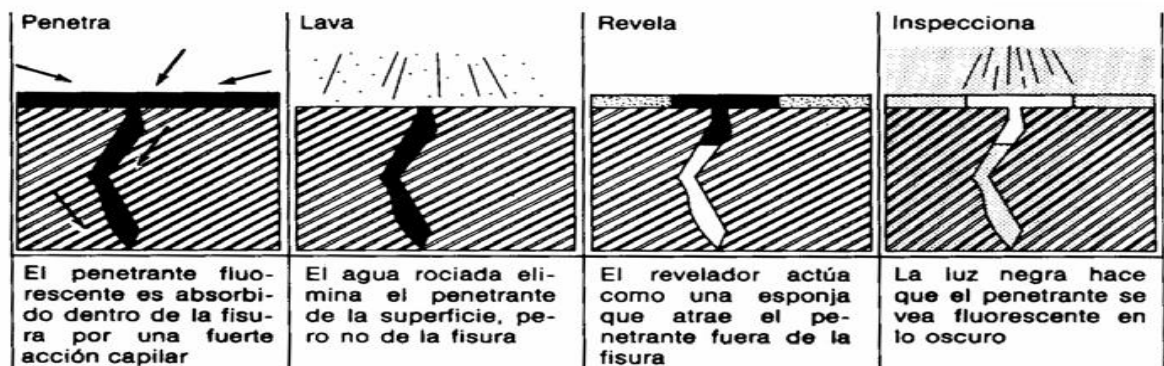


Figura 2. 9 Pasos del ensayo de líquidos penetrantes

Ventajas del ensayo de líquidos penetrantes

- *Bajo costo*
- *Portabilidad*
- *Las indicaciones se observan visualmente*
- *Resultados de fácil interpretación*

Limitación del ensayo de líquidos penetrantes

- *Sólo se puede emplear para la detección de defectos superficiales.*
- *Películas superficiales (desconchamientos, oxidos, etc) pueden evitar la detección de defectos en la superficie.*
- *Se requiere realizar una limpieza antes y después de su aplicación.*

2.6.2.3 Partículas magnéticas

Éste es un método para detectar la presencia de fisuras, recubrimientos, rasgones, inclusiones y discontinuidades semejantes en materiales ferromagnéticos, como el hierro y el acero. El método detectará discontinuidades de la superficie demasiado finas para apreciarse a simple vista y también detectará discontinuidades ligeramente por debajo de la superficie. No es aplicable a materiales no magnéticos.

Métodos para ejecutar el ensayo

La inspección por partículas magnéticas puede realizarse con los siguientes procedimientos:

- *Método residual*
- *Método continuo*
- *Método húmedo*
- *Método seco*

La presencia de una discontinuidad se revela por la formación y adherencia de un arreglo característico de las partículas sobre la discontinuidad en la superficie de la pieza de trabajo. Este arreglo recibe el nombre de indicación y adquiere la forma aproximada de la proyección superficial de la discontinuidad, la misma forma como se encuentre la discontinuidad.

En la figura se muestra el principio de funcionamiento de este ensayo.

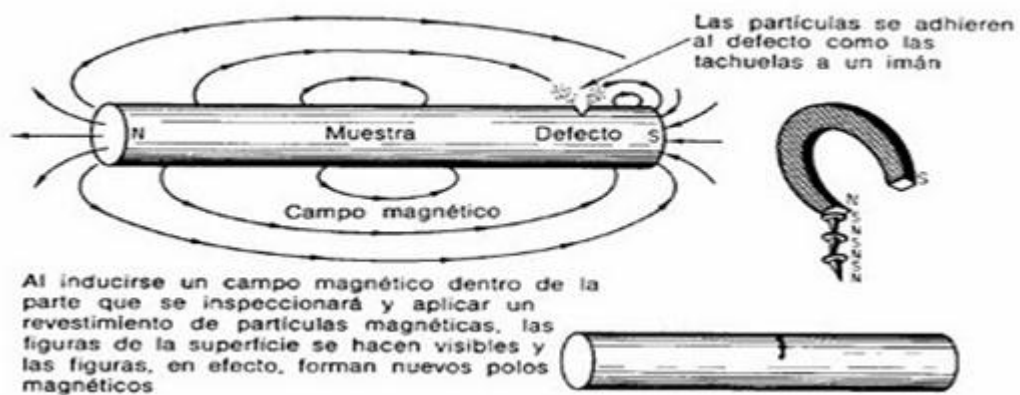


Figura 2. 10 Principio de la prueba de partículas magnéticas

Ventajas del ensayo de las partículas magnéticas

- *Detección de defectos sub-superficiales.*
- *Es relativamente rápido.*
- *Tienen un bajo costo.*
- *Los equipos utilizados son portátiles.*

Limitaciones del ensayo de las partículas magnéticas

- *Se requiere la desmagnetización de los componentes sometidos a prueba luego de su aplicación.*

- *Se requiere limpieza antes y después de la aplicación.*
- *Se enmascaran defectos que se encuentran debajo de recubrimientos.*

2.6.2.4 Ultrasonido

El método ultrasónico es una prueba no destructiva confiable y rápida que emplea ondas sonoras de alta frecuencia producidas electrónicamente que penetrarán metales, líquidos y muchos otros materiales a velocidades de varios miles de metros por segundo.

Las ondas ultrasónicas para ensayos no destructivos generalmente las producen materiales piezoeléctricos, los cuales sufren un cambio en su dimensión física cuando se someten a un campo eléctrico. Esta conversión de energía eléctrica a energía mecánica se conoce como efecto piezoeléctrico. Si se aplica un campo eléctrico alterno a un cristal piezoeléctrico, el cristal se expandirá durante la primera mitad del ciclo y se contraerá cuando el campo eléctrico se invierta. Al variar la frecuencia del campo eléctrico alterno, se puede variar la frecuencia de la vibración mecánica (onda sonora) producida en el cristal.

El cuarzo es un transductor ultrasónico ampliamente utilizado. Un transductor es un dispositivo que convierte una forma de energía en otra.

Métodos para la aplicación del ensayo

Existen dos métodos de pruebas ultrasónicas:

- *De transmisión continua*
- *De eco-puntos*

De transmisión continua

Utiliza un transductor en cada lado del objeto que va a revisarse. Si al cristal transmisor se le aplica un pulso eléctrico de la frecuencia deseada, las ondas ultrasónicas producidas se desplazarán a través de la muestra hasta el otro lado. El transductor de recepción situado en el lado opuesto recibe las vibraciones y las convierte en una señal eléctrica que se puede amplificar y observar en el tubo de rayos catódicos de un osciloscopio, un medidor o algún otro indicador. Si la onda ultrasónica viaja a través de la muestra sin encontrar ninguna imperfección, la señal recibida será relativamente grande. Si hay imperfección en la trayectoria de la onda ultrasónica, parte de la energía se reflejará y la señal que recibirá el transductor de recepción se reducirá. En la figura se muestra el principio de funcionamiento de este método:

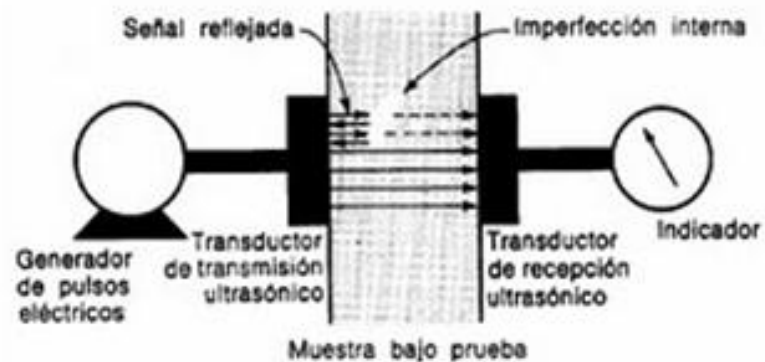


Figura 2. 11 Métodos de inspección ultrasónica

2.6.2.5 De eco-pulsos

Utiliza sólo un transductor que sirve como transmisor y como receptor. Conforme la onda sonora penetra en el material sometido a prueba, parte de ella se refleja de

vuelta al cristal, donde se convierte en un impulso eléctrico. Este impulso se amplía y hace visible, apareciendo como una indicación o señal sobre la pantalla del osciloscopio. Cuando la onda sonora alcanza el otro lado del material, se refleja de regreso al cristal y se ve como otra señal sobre la pantalla hacia la derecha de la primera señal. Si hay imperfección entre las superficies frontal y posterior del material, se delatará sobre la pantalla como una tercera señal entre las dos indicaciones correspondientes a las superficies frontal y posterior. Como las indicaciones en la pantalla del osciloscopio miden el tiempo transcurrido entre la reflexión del pulso desde la superficie frontal y posterior, la distancia entre indicaciones es una medida del espesor del material. Por tanto, la localización de un defecto puede determinarse con exactitud por la indicación que aparece sobre la pantalla.

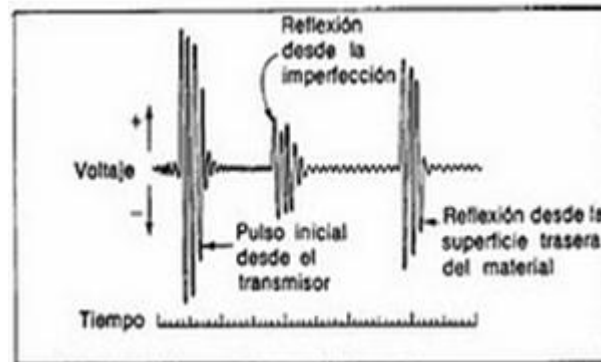


Figura 2. 12 Gráfica de un osciloscopio por el método de eco-pulsos de inspección ultrasónica

Ventajas del ensayo de ultrasonido

- *Resultados disponibles de forma inmediata.*
- *Se puede utilizar para inspeccionar partes muy gruesas.*
- *Requiere de un equipo portátil.*

- *Alta precisión, transportable y alta sensibilidad.*

Limitaciones del ensayo de ultrasonido

- *Requiere un material de acople.*
- *Presenta dificultades para inspeccionar pequeñas partes.*
- *Requiere calibración por patrones.*
- *Requiere personal especializado.*

2.6.2.6 Corrientes inducidas

Este método consiste en hacer pasar una corriente a través de una sonda que luego se pasará por la pieza a ensayar. Es necesario conocer las características de la pieza o fluido, para así comparar la resistividad ideal que se debe tener con la que se obtiene experimentalmente con el paso de la corriente.

Este ensayo en Centrales Termoeléctricas es muy aplicado a los intercambiadores de calor.

Ventajas del ensayo de corrientes inducidas

- *Ofrece identificar el tipo de defectos presentes.*
- *Resultados rápidos y con registro permanente.*
- *Requiere de instrumentación portátil.*

Limitaciones del ensayo de corrientes inducidas

- *El área a examinar debe estar limpia y con la superficie suave (sin rugosidades).*
- *Se requiere de personal especializado.*
- *Es sensible a combinaciones y variaciones en el material.*
- *Requiere de probetas especiales para cada aplicación.*

2.6.2.7 Ensayo de radiografía

La radiografía de metales se puede realizar mediante rayos X o rayos gamma, rayos electromagnéticos de longitud de onda corta, capaces de atravesar espesores de metal relativamente grandes. Los rayos gamma se pueden obtener ya sea de un material radioactivo natural (como el radio) o de un isótopo radioactivo (como el cobalto 60). La radiación gamma es más penetrante que los rayos X, pero su sensibilidad inferior limita su aplicación.

Este ensayo consiste en pasar rayos x a través de la pieza de maquinaria que se desea examinar y a partir de esto se obtiene un estudio interno de la pieza.

Tiene mucha aplicación en la detección de flujos internos, grietas, corrosión, variaciones de espesor o inclusiones.

Una radiografía es una fotografía sombreada de un material más o menos transparente a la radiación.

Los rayos X oscurecen la película, de modo que las regiones de menor densidad que permiten fácilmente la penetración de éstos, aparecen oscuras en el negativo comparadas con las regiones de mayor densidad que absorben más radiación. De este modo, un orificio o una fractura aparecen como un área más oscura, en tanto que las inclusiones de cobre en una aleación de aluminio aparecen como un área más clara.

Aunque la radiografía de metales se ha utilizado principalmente para revisar piezas fundidas y productos soldados, también puede usarse para medir el espesor de los materiales. La radiación de la fuente se ve influida por el material sometido a prueba.

Conforme el espesor aumenta, la intensidad de radiación que alcanza al detector disminuye. Si la respuesta del detector es calibrada con base en espesores conocidos, la lectura del detector se puede usar para indicar el espesor del material revisado. Con

un circuito de retroalimentación adecuado, el detector puede emplearse para controlar el espesor entre límites determinados.

En la siguiente figura se muestra la representación de la medición de espesores a través de radiación:

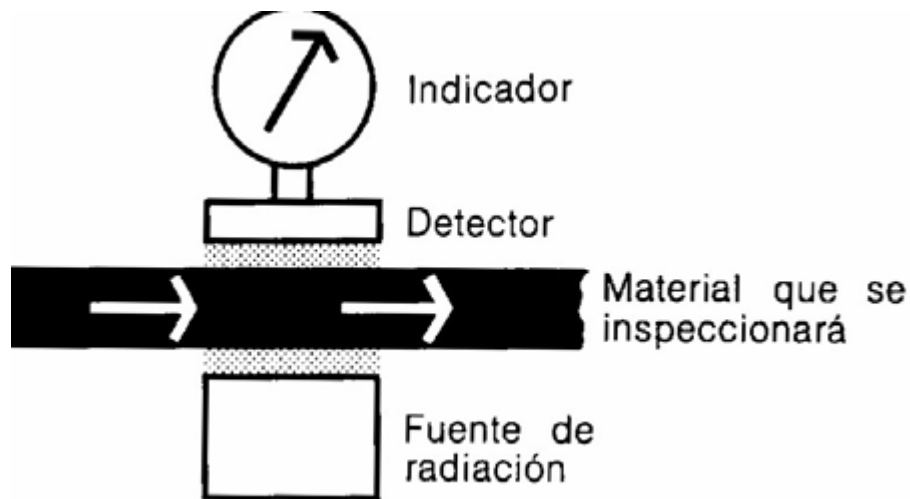


Figura 2. 13 Medidor del espesor de un material por medio de radiación

Ventajas del ensayo por radiografía

- *Queda un registro permanente del defecto encontrado (proporciona una impresión en película).*
- *Hay equipos portátiles.*
- *No requiere del desarmado de piezas.*

Limitaciones del ensayo por radiografía

- *Posee altos costos iniciales (compra de equipos).*
- *Genera peligro de contaminación por radiación.*
- *No indica la profundidad del defecto encontrado.*

- *Dependiendo de la orientación de ciertos defectos lineales, puede arrojar resultados confusos.*
- *Se requiere de personal especializado.*

2.6.2.8 Inspección borosónica

La inspección borosónica consiste en introducir y posicionar una sonda automática en el barreno central del rotor, ello permite la inspección no destructiva con haz ultrasónico longitudinal, haz ultrasónico transversal y haz ultrasónico superficial. De este modo, es posible detectar y localizar discontinuidades geométricas (superficiales y volumétricas) en al menos 100 mm de profundidad a partir de la superficie del barreno en toda su periferia y a lo largo del rotor.

Los requerimientos de inspección se basan en la norma ASTM-A-418-94 “*Standard Test Method For Ultrasonic Examination Of Turbine and Generator Stel Rotor Forgings*” (1999). Sin embargo, el alcance de dicha norma se refiere a la inspección de la forja del eje de fundición antes de ser maquinado. En la norma se establece, como requisito, realizar la inspección aplicando la técnica pulso-eco y frecuencias de 1, 2.25 y 5 Mhz.

Componentes necesarios en una inspección borosónica

El sistema de inspección borosónica está constituido por los siguientes componentes:

- *Sonda de inspección borosónica.*
- *Computadora con los dispositivos electrónicos para la generación, recepción y registros de pulso de ultrasonido.*
- *Tarjeta de control de movimiento y una tarjeta de control de entradas y salidas digitales.*

- *Unidad de potencia para motores de micro paso.*
- *Caja de conexiones eléctricas y neumáticas.*

Para llevar a cabo la inspección borosónica en el rotor de una turbina, con el sistema desarrollado, se requiere que la sonda realice los movimientos de desplazamiento axial y angular. El movimiento de desplazamiento axial, a lo largo del barreno de rotor, lo realiza mediante dos cuerpos colineales los cuales se acercan o se alejan mediante un tornillo sin fin que es accionado por un motor de micropaso. Para ello, se requiere que uno de los cuerpos se mantenga fijo al rotor. Con dicho movimiento se logra que la sonda se desplace, intermitentemente, a lo largo del barreno central (aproximadamente 6 m de longitud).

El desplazamiento axial intermitente o paso axial se configura desde el programa de automatización del sistema. Cuando los dos cuerpos colineales de la sonda se han expandido al máximo, se contrae la sonda activando el tornillo sin fin.

El segundo movimiento que realiza la sonda es un desplazamiento angular intermitente hasta lograr un giro completo de 360° del cabezal de inspección de ultrasonido, el cual es controlado por un segundo motor de micro paso y su posición es comprobada mediante un “encoder”. Con dicho movimiento se logra que el cabezal de inspección recorra todo el perímetro del barreno central, inspeccionando cada posición angular especificada en el programa de automatización del sistema.

Para centrar y posicionar la sonda en el barreno central del rotor se activa el accionamiento neumático del mecanismo de fijación de los dos cuerpos colineales de la sonda, lo que permite que ésta se pueda centrar y además tener sus respectivos movimientos de expansión y contracción.

2.6.3 Ensayos destructivos

Para estos ensayos se requiere del corte de trozos de piezas, tales como trozos de tuberías, pedazos de pared de un horno, etc.

2.6.4 Tipos de ensayos destructivos

Entre este tipo de ensayos se tienen:

- Ensayo de tracción
- Ensayo de compresión
- Ensayo de fatiga
- Ensayo de dureza
- Ensayo de torsión

En una central termoeléctrica sólo se aplican los ensayos de tracción y metalografía, el cual es destructivo en este caso, debido a que requiere del corte de la pieza para poder ser examinada en el laboratorio.

Los cortes más comunes que se realizan son a las tuberías del Generador de Vapor (economizadores, recalentadores de alta y baja presión, sobrecalentadores, paredes del horno, etc.).

2.6.4.1 Ensayo de tracción

El ensayo de tracción es el que mejor define las “propiedades mecánicas” de los metales sometidos a la acción de cargas estáticas.

Estas propiedades quedan determinadas si se calcula la aptitud del material a resistir las cargas que le pueden ser aplicadas (propiedades de resistencia) y las deformaciones que experimente por la acción de éstas (propiedades de deformaciones).

Este ensayo se realiza bajo la norma *E-8* de las normas ASTM, donde se especifica su principio de funcionamiento y las propiedades de tal ensayo.

Permite obtener, bajo un estado simple de tensión, el límite de elasticidad o el que lo reemplace prácticamente, la carga máxima y la consiguiente resistencia estática, con base a cuyos valores se fijan los de las tensiones admisibles o de proyecto y mediante el empleo de medios empíricos se puede conocer el comportamiento del material sometido a otro tipo de solicitaciones (fatiga, dureza, etc.).

El ensayo de tracción es el ensayo destructivo más importante. Para realizarlo se coloca una probeta en una máquina de ensayo consistente de dos mordazas, una fija y otra móvil. Se procede a medir la carga mientras se aplica el desplazamiento de la mordaza móvil.

Un esquema de la máquina de ensayo de tracción se muestra en la siguiente figura:

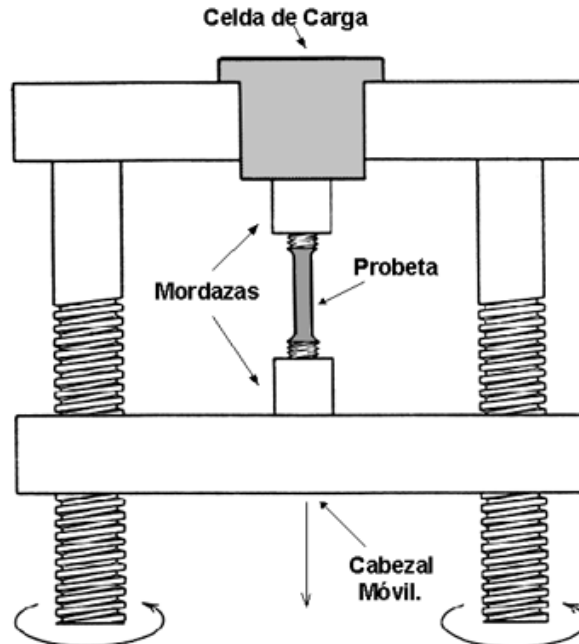


Figura 2. 14 Máquina de Ensayo de Tracción

La máquina de ensayo impone la deformación desplazando el cabezal móvil a una velocidad seleccionable. La celda de carga conectada a la mordaza fija entrega una señal que representa la carga aplicada. Las máquinas poseen un plotter que grafica en un eje el desplazamiento y en el otro eje la carga leída. Las curvas tienen una primera parte lineal llamada zona elástica, en donde la probeta se comporta como un resorte: si se quita la carga en esa zona, la probeta regresa a su longitud inicial.

Cuando la curva se desvía de la recta inicial, el material alcanza el punto de fluencia, desde aquí el material comienza a adquirir una deformación permanente. A partir de este punto, si se quita la carga la probeta quedaría más larga que al principio. Deja de ser válida la fórmula $F = K (L - L_0)$ y se define que ha comenzado la zona plástica del ensayo de tracción. El valor límite entre la zona elástica y la zona plástica es el punto de fluencia (yield point) y la fuerza que lo produce se designa como:

$$F = F_{yp} \text{ (yield point).}$$

En la figura se muestra un esquema del comportamiento de una curva característica de un acero.

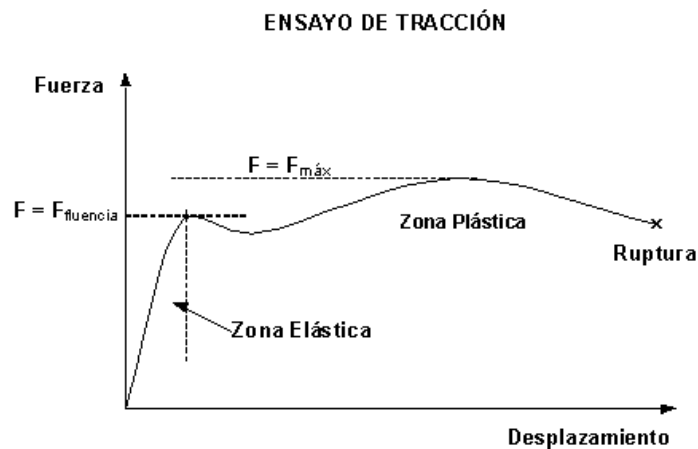


Figura 2. 15 Grafica obtenida de un ensayo de tracción

2.6.4.2 Ensayo de metalografía

La metalografía estudia la estructura de los metales y sus aleaciones, los ensayos de metalografía tienen un enorme campo de aplicación en las construcciones mecánicas y metálicas.

Los ensayos micrográficos se realizan sobre muestras o probetas de los materiales que han de ser sometidos a estudio, preparando una superficie que luego de ser pulida convenientemente, se ataca con reactivos químicos apropiados con la finalidad de la determinación a realizar. Estos ensayos se realizan bajo la norma ASTM E407 - 07 *Standard Practice for Microetching Metals and Alloys*

Si el examen se ejecuta para analizar una fractura, la que se sospecha provocada por irregularidades en el material, las muestras deberán ser por lo menos dos, una de la propia fractura y otra de una zona intacta de la misma pieza, con el objeto de observar y comparar las modificaciones que ha sufrido la estructura y de las que se podrán deducir y contar con una mayor cantidad de datos. Es necesario tener en cuenta, además, los tratamientos recibidos por la pieza en su fabricación, como forjado, laminado, recocido, temple, etc. pues en muchos casos (forjado y laminado) es beneficioso contar con muestras en las distintas direcciones de sus fibras.

Las fotografías obtenidas de estos exámenes, genéricamente llamados “Microfotografías” se logran con la ayuda del microscopio metalográfico, cuyos principios ópticos y de observación no difieren mayormente de los comunes. En él, con iluminación adecuada, se observa por reflexión (los rayos luminosos al incidir sobre el objeto se refleja hacia el ocular) la imagen de la superficie atacada, a través de un sistema de lentes con los que se amplifica según lo que requiera la observación.

2.6.5 Análisis de vibraciones

La medición y análisis de vibraciones es utilizado, en conjunto con otras técnicas, en todo tipo de industrias como técnica de diagnóstico de fallas y evaluación de la integridad de máquinas y estructuras. En el caso de los equipos rotatorios, la ventaja que presenta el análisis vibratorio respecto a otras técnicas como tintes penetrantes, radiografía, ultrasonido, etc., es que la evaluación se realiza con la máquina funcionando, evitando con ello la pérdida de producción que genera una detención.

2.6.6 Tipos de análisis de vibraciones

Entre los tipos de análisis de vibraciones se tienen:

- Análisis espectral
- Análisis de la forma de onda
- Análisis de fase de vibraciones
- Análisis de los promedios sincrónicos en el tiempo
- Análisis de órbitas
- Análisis de vibraciones en partidas y paradas de una máquina

Normativa para el análisis de vibraciones

Para las máquinas de movimiento rotativo se utiliza la norma ISO 10816-1. "*Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1: General guidelines*" establece los parámetros a medir, procedimientos, instrumentación y condiciones de operación recomendados para tomar las mediciones. Para su evaluación divide a las máquinas de acuerdo a su tamaño (potencia), de acuerdo al tipo de máquina y de acuerdo a su sistema de montaje. Califica el nivel vibratorio en cuatro calidades: A, B, C y D. El nivel

vibratorio de calidad A corresponde al de una máquina en buen estado y debería ser el valor de aceptación para una máquina nueva. En el otro extremo, una calidad de vibración D se considera ser suficientemente severa como para causar daño a la máquina.

Esta normativa utiliza para evaluar la severidad de vibraciones de baja frecuencia ($f < 10$ Hz) el desplazamiento RMS, para vibraciones de frecuencias intermedias ($10 \leq f \leq 1000$ Hz) la velocidad RMS, y para vibraciones de alta frecuencia ($f > 1000$ Hz) la velocidad RMS. Esto considerando el hecho que a bajas frecuencias el problema más serio que generan las vibraciones son los esfuerzos o la fatiga a bajos ciclos; en el rango medio de frecuencias es el efecto de la fatiga y a altas frecuencias son las fuerzas de inercia que generan las vibraciones.

Para las máquinas con descansos hidrodinámicos, que es el caso en general de máquinas críticas grandes, esta normativa ISO 10816 es complementada con el estándar ISO 7919-1: "*Mechanical vibration of nonreciprocating machines. Measurement on rotating shafts and evaluation criteria*".

Este último estándar establece límites para las vibraciones del eje de la máquina con el objeto de:

- *Evitar sobrecargas dinámicas excesivas sobre los descansos, los cuales pueden dañar el metal blanco.*
- *Que los desplazamientos vibratorios del eje sean compatibles con los juegos internos del rotor con las partes fijas de la máquina (estator, sellos).*

La severidad vibratoria la cuantifica este estándar por la medición del desplazamiento vibratorio máximo del eje respecto al descanso.

Marco metodológico

CAPÍTULO

III

En este capítulo se presenta de forma esquemática el procedimiento a seguir para llevar a cabo un proceso de reingeniería. En el mismo se señalan las etapas en las que se dividirá el proyecto, las pruebas de verificación de la factibilidad del mismo, los equipos evaluados en cada una de las etapas y la puntualización de los estudios y ensayos que se deben aplicar a estos equipos.

CAPÍTULO III

Para el proyecto de reingeniería se persigue el aumento de vida útil de la central, además de un aumento en la capacidad de generación y eficiencia de la misma. Para llevar a cabo este proyecto se parte de la premisa de que no existirá modificación en los parámetros operacionales de los equipos, entiéndase, presión y temperatura, debido a que si existiese variación en los mismos, se estaría afectando la condición operacional y física, además de que esto incurriría en estudios de mayor complejidad que no están al alcance de este proyecto.

Es importante tomar en cuenta que el costo del proyecto sea rentable, con respecto a los objetivos que se pretenden lograr, sin olvidar que debe ser un proyecto integrado entre la planta y la empresa que tomará la responsabilidad de ejecutar el proyecto de repotenciación y que al mismo tiempo garantizará su factibilidad.

El plan de reingeniería que se presenta contempla la ingeniería básica de un proceso de adaptación y mejora de equipos en una central térmica con el objeto de ganar eficiencia, capacidad y aumentar vida útil, sin embargo la ingeniería de detalle no estará definida, debido a que las condiciones físicas y operacionales de cada planta son diferentes, lo que llevará a que cada proyecto presente características particulares por lo cual los cambios y mejoras que se propongan dependerán de los resultados obtenidos una vez aplicada la metodología de trabajo que se describirá a continuación.

3.1 METODOLOGÍA DE TRABAJO

La metodología propuesta consiste en llevar a cabo el proyecto en tres etapas o bloques, divididas de la siguiente manera:

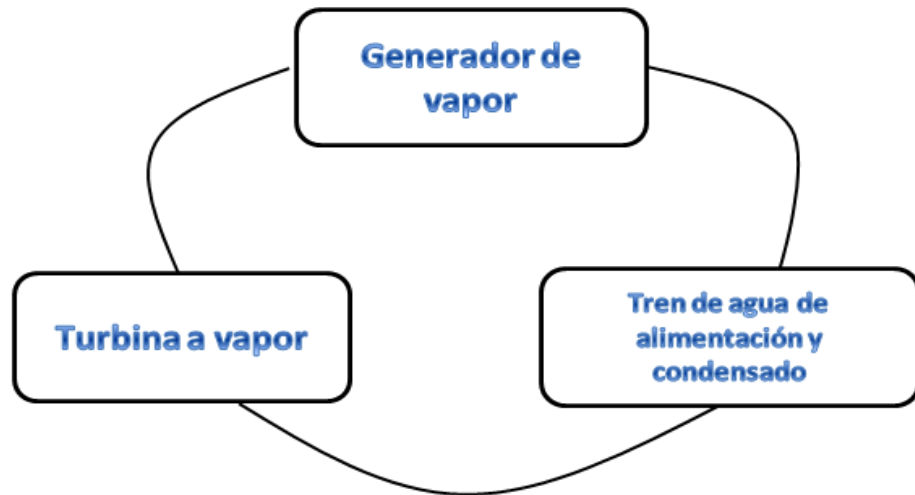


Figura 3. 1 Etapas del proyecto de reingeniería

Se deberá trabajar simultáneamente en cada uno de estos bloques, estableciéndose la estructura de trabajo para el plan que a continuación se especifica.

ESTRUCTURA DE TRABAJO

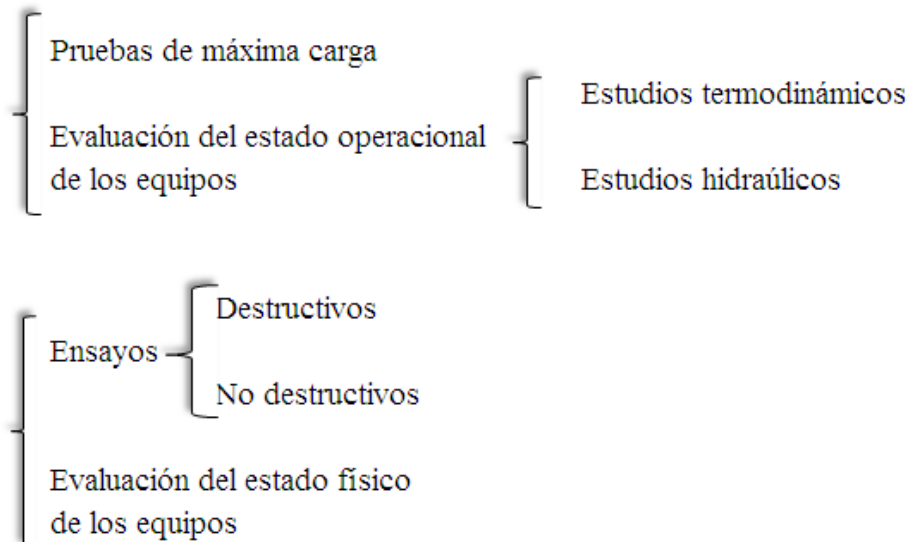


Figura 3. 2 Estructura de trabajo del plan de reingeniería

3.2 PRUEBAS

Antes de realizar cualquier modificación en la planta es necesario conocer las capacidades y condiciones de operación de cada uno de los equipos de la central según los fabricantes. Luego deberán realizar pruebas en toda la central a distintas cargas y una a máxima carga durante un periodo de dos horas, con la finalidad de determinar las condiciones de operación reales de los equipos involucrados.

Se revisarán los parámetros de diseño originales del balance de calor de la planta, manuales de instrucción, diagramas de los sistemas, historial operacional de los equipos de la planta y medición directa de los equipos en el sitio con la unidad en operación, disponiendo de toda la instrumentación requerida para realizar las mediciones contempladas en la prueba.

3.2.1 Pasos para realizar la prueba de máxima carga

- Tomando como base los datos de diseño, se elaborará un modelo del ciclo de la central. Este ciclo se resolverá para los datos contenidos en los balances termodinámicos del fabricante, de tal forma que se evalúen las inconsistencias que se presenten entre ambos. Con esta información se realizará una comparación del comportamiento de los componentes en el estado actual.
- En el sitio, se reemplazarán los instrumentos locales de presión y temperatura por instrumentos calibrados que posean las condiciones de precisión del instrumento y repetibilidad de las mediciones que demanden las pruebas.
- La prueba se debe realizar, preferiblemente, en la condición de válvula totalmente abiertas a la máxima carga de diseño de la unidad, sin embargo debido a diversos factores si esto no puede ser posible, entonces, la prueba se realizará a la máxima carga que pueda desarrollar la unidad en ese momento.

- Los datos se registrarán después de que la unidad se haya estabilizado completamente, para que no existan alteraciones en la toma de los valores de sus parámetros y se puedan evaluar de manera preliminar para determinar que son consistentes, es decir, que se encuentren dentro del intervalo de valores esperados para la carga de la unidad y se descarten completamente los errores en la medición. De ocurrir errores en la medición, se deben realizar mediciones adicionales con otros instrumentos para verificar la correcta determinación de las variables en estudio.
- Se calcularán los balances termodinámicos de diseño y de prueba con datos actuales, para el porcentaje de carga a la que fue realizada la prueba, determinando los parámetros que no se pudieron medir.
- Se compararán los valores de los parámetros actuales contra los datos de referencia o diseño, identificando las desviaciones de los valores normalmente esperados.
- La evaluación del estado en que se encuentran los equipos se realizará tomando en consideración las desviaciones que se presenten en los valores de los parámetros operativos, determinando así el componente o la sección donde está ocurriendo el deterioro del modo normal de operación de los equipos de la planta.

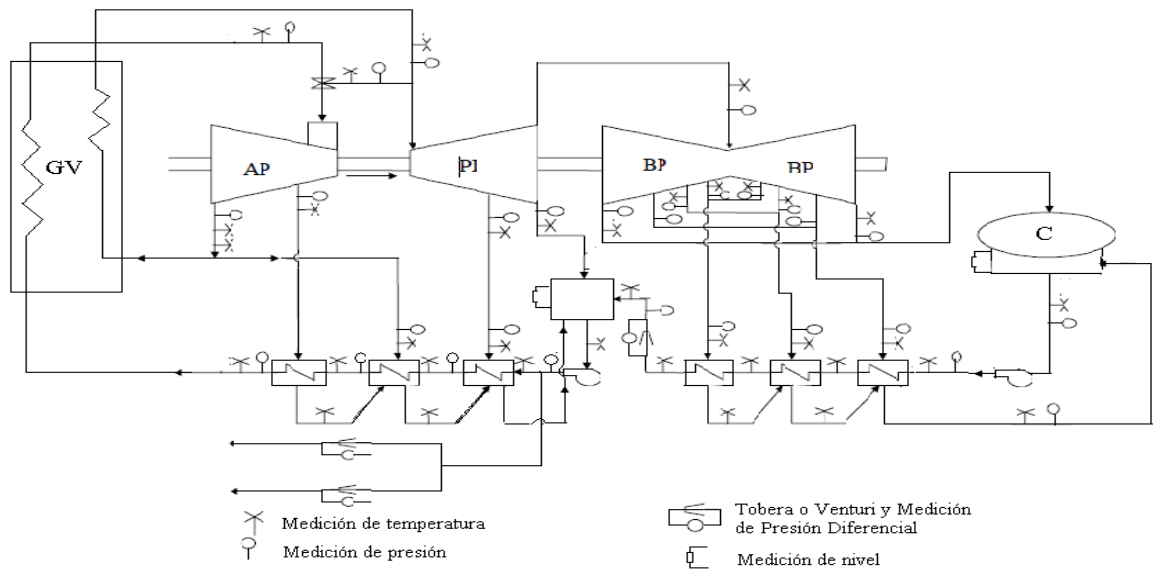


Figura 3. 3 Localización y tipo de medición para la prueba

3.2.2Recolección de datos de las pruebas

Las pruebas se realizarán a cargas parciales del 100MW, 200MW, 300MW, 400MW, es decir, a 25%,50%,75% y 100%. Los datos a registrar de estas pruebas serán los siguientes:

Tabla 3. 1Datos de prueba a diferentes cargas

Datos de prueba a diferentes cargas						
Variables/Equipos	Calentadores	Condensador	Turbina	Generador de Vapor	Bombas	Ventiladores
Temperatura de entrada (°F)						
Presión de entrada (Psi)						
Temperatura de salida (°F)						
Presión de salida (Psi)						
Flujo de agua de alimentación (lb/h)						
Flujo de vapor (lb/h)						
Flujo de combustible (lb/h)						
Flujo de aire (lb/h)						
Presión en el condensador (Psia)						
Heat Rate (Btu/KWh)						

Para la prueba de máxima carga, los equipos trabajarán a su máxima capacidad, con las válvulas de control totalmente abiertas por un período de dos horas (2h) como se indicó anteriormente. Los datos a registrar serán los siguientes:

Tabla 3. 2 Datos importantes de la prueba de máxima capacidad

Datos de la prueba de máxima carga	
Flujo del vapor a la salida del generador (Lb/h)	
Presión del vapor a la salida del generador (Psi)	
Temperatura del vapor a la salida del generador (°F)	
Máximo flujo de vapor (Lb/h) permitido por la turbina con la válvula totalmente abierta	
Máxima potencia de la turbina	
Presión de escape de la turbina (Psia)	
Máximo flujo de agua de alimentación que permiten los calentadores de baja y alta presión (Lb/h)	
Flujo de combustible (Lb/h)	
Flujo de aire (Lb/h)	
Heat Rate (Btu/Kwh)	

Finalizada la prueba de máxima carga, los datos obtenidos serán utilizados para evaluar el estado operacional de los equipos principales de la central, y hacer una comparación con los datos operacionales que entrega el fabricante, de tal manera que se verifique si éstos están funcionando dentro de su condición de diseño.

3.3 EVALUACIÓN DEL ESTADO OPERACIONAL DE LA CENTRAL

3.3.1 Evaluación del estado operacional del Generador de Vapor

El Generador de vapor es uno de los elementos más importantes de la planta, debido a que es aquí donde se quema el combustible y se genera el vapor. Si la

eficiencia del generador de vapor es muy baja traerá como consecuencia un aumento considerable en el consumo de combustible el cual representa aproximadamente el 80% de los gastos que existen en este tipo de plantas.

En la reingeniería que se plantea, según el resultado de las pruebas, se tomarán acciones necesarias en el Generador. En caso de ser necesario un aumento en la rata de flujo de vapor, este aumento no deberá ser mayor a un 5% ya que éste es el flujo extra que los fabricantes garantizan que se puede alcanzar cuando el generador de vapor trabaja al máximo de su capacidad. Si la eficiencia del Generador está por debajo de los rangos de diseño, es importante considerar la mejora de ésta, ya que al generar más vapor el aumento en el consumo de combustible será considerable.

Estudio termodinámico

En caso que el Generador de Vapor esté aportando la rata de flujo de vapor requerida pero no de manera eficiente o que definitivamente no se cuente con esta rata de flujo de vapor determinado para producir la potencia estimada, será necesario realizar un estudio termodinámico en él, con el objeto de establecer un criterio de acciones de mejoras de las condiciones de la unidad, de tal manera que se pueda satisfacer las condiciones del proyecto de reingeniería. El estudio se realizará en los componentes principales del equipo como lo son:

- *El economizador*
- *El sobrecalentado*
- *El recalentador*
- *El ventilador de tiro forzado.*
- *El precalentador de aire.*

El estudio termodinámico contemplará los siguientes aspectos:

- *Transferencia de calor en los equipos involucrados (paso convectivo).*
- *Caída de presión del lado de los gases de la combustión.*

- *Consumo de combustible.*
- *Eficiencia del generador de vapor.*

Este estudio estará basado en la norma ASME PTC 4 “*FiredSteamGenerators*”.

3.3.2 Evaluación del estado operacional del tren de agua de alimentación y condensado

El tren de agua de alimentación y condensado juegan un papel de vital importancia en el comportamiento de la eficiencia de la central, ya que el flujo de agua proveniente de estos sistemas debe contar con condiciones específicas de presión y temperatura al entrar al Generador, para garantizar el funcionamiento óptimo de la unidad.

Estudio termodinámico e hidráulico

Si las pruebas realizadas previamente arrojan datos de flujo, presión y/o temperatura que no correspondan con los requeridos para llevar a cabo el proyecto de reingeniería se hace necesario llevar a cabo un estudio en ambos trenes para sustentar las acciones correctivas que sean necesarias realizar. Se propone que el estudio sea realizado en los siguientes equipos:

- *Calentadores de alta y baja presión.*
- *Bomba de agua de alimentación.*
- *Bomba de agua de condensado.*
- *Bomba de agua de circulación.*
- *Condensador.*

Los estudios a realizar serán los siguientes:

- *Pérdidas de presión en tramos de tuberías y accesorios.*
- *Puntos de trabajo de las bombas.*
- *Evaluación de la transferencia de calor en el condensador.*

Este estudio se basará en la Norma para Intercambiadores de Superficie HEI (Heat Exchange Institute).

3.3.3 Evaluación del estado operacional de la turbina de vapor

La evaluación en la turbina de vapor es trascendental, ella representa para el proyecto un punto clave en el aumento de la potencia, aunado al aumento del rendimiento global de todo el conjunto generador.

Estudio termodinámico

Si los datos de presión, temperatura, flujo y potencia obtenidos en la turbina una vez finalizada la prueba están fuera de los parámetros del fabricante, es necesario entonces realizar un estudio en la turbina, para así determinar cuáles son las posibles soluciones que se pueden proponer para así garantizar el aumento de potencia en la central.

Los estudios se realizarán en los siguientes componentes:

- *Sistemas auxiliares de la turbina de vapor (Aceite, sellos y cojinetes).*
- *Válvulas reguladoras de flujo.*
- *Rotor de la turbina.*

Los estudios que se plantean en este trabajo son los siguientes:

- *Consumo específico de vapor en la turbina.*

- *Pérdidas internas y externas.*
- *Pérdidas en los diafragma de toberas.*
- *Pérdidas en las válvulas de control.*

Los estudios presentado en este trabajo son una herramienta analítica que se puede utilizar para obtener resultados bastante próximos a los reales, sin embargo se recomienda el uso de programas computacionales que son altamente precisos.

Finalizados los estudios termodinámicos a los equipos pertinentes, será posible saber con exactitud cuáles son las condiciones operacionales reales de los equipos de la planta, sin embargo esta información no es suficiente para proponer cambios ya que también es importante conocer las condiciones físicas de los mismos. Para ello será necesaria una inspección general de todos los equipos principales que componen el conjunto generador; esto como mantenimiento preventivo o en su defecto correctivo.

3.4 EVALUACIÓN DEL ESTADO FÍSICO DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES DE LA CENTRAL

Inspección de los componentes

Se inicia una etapa de inspección general, que abarca el chequeo de las condiciones físicas de todos los componentes, integrada por las siguientes acciones:

- *Inspección visual*
- *Evaluación metalúrgica en el sitio*
- *Desarme de equipos*
- *Ensayos destructivos y no destructivos para los equipos que lo requieran*

Entre los ensayos se consideraran:

- *Inspección visual*

- *Corrientes de Eddy*
- *Partículas magnéticas por ultra sonido*
- *Pruebas de grietas*
- *Metalografía*
- *Tintes penetrantes*

3.4.1 Evaluación del estado físico del generador de vapor

Se sugiere que el proceso de inspección general se realice en los siguientes componentes:

- *Banco de calentador primario, secundario y colectores*
- *Recalentador*
- *Sobrecalentado*
- *Paredes de agua y colectores inferiores*
- *Tambor de vapor y partes internas*
- *Ductos*
- *Compuertas*
- *Sellos*
- *Quemadores*
- *Calentador de aire*
- *Ventilador de tiro forzado y de tiro inducido (si es el caso)*
- *Recirculadores de gases*
- *Válvulas de seguridad*

3.4.2 Evaluación del estado físico del tren de agua de condensado

Se sugiere que el proceso de inspección general se realice en los siguientes componentes:

- *Bomba de agua de circulación*
- *Eyectores*
- *Bomba de condensado*
- *Desaireador*
- *Válvula de control de condensado*
- *Tuberías de extracción de vapor*
- *Calentadores de agua de alimentación de baja presión*
- *Válvulas de drenaje de los calentadores de baja presión*
- *Condensador principal*

3.4.3 Evaluación del estado físico del tren de agua de alimentación

Se sugiere que el proceso de inspección general se realice en los siguientes componentes:

- *Bomba de agua de alimentación*
- *Calentadores de agua de alimentación de alta presión*
- *Tuberías de extracción de vapor*
- *Válvulas de drenaje de los calentadores de baja presión*

3.4.4 Evaluación del estado físico de la turbina de vapor

Se sugiere que el proceso de inspección general se realice en los siguientes componentes:

- *Toberas*
- *Rotor*
- *Diafragma*
- *Sellos*
- *Equipos auxiliares (sistema de lubricación, sellos, etc)*

De acuerdo a los resultados obtenidos, se mantendrá el propósito de reemplazar el menor número de componentes en la unidad para justificar la relación costo-inversión.

Una vez finalizados todos los ensayos y que los equipos hayan sido abiertos, desarmados, limpiados e inspeccionados, se puede saber con exactitud cuáles son los equipos que deben ser reparados o reemplazados y en función a esto se podrán proponer las mejoras necesarias que permitirán alcanzar el aumento de potencia, eficiencia y vida útil que se esperan en la central.

A nivel de importancia para la gerencia de la planta se realiza también un estudio comparativo de lo que sería la instalación de una central nueva con respecto a la aplicación de un proyecto de reingeniería, esto con el objeto de visualizar el bajo costo de inversión que se requiere para llevar a cabo un proyecto de este tipo.

*Ciclo térmico y evaluación
operacional de los componentes
principales del generador de vapor*

CAPÍTULO

IV

En este capítulo se presenta de forma detallada el estudio termodinámico e hidráulico en los componentes principales del generador de vapor y el análisis del ciclo Rankine con regeneración y recalentamiento.

CAPÍTULO IV

El proyecto que se plantea puede ser aplicado a plantas con máquinas que generen entre 60 MW y 400 MW, pero el ciclo térmico de una planta de 60 MW es distinto al ciclo térmico de una de 400 MW, es por ello que el estudio estará centrado en ciclos con recalentamiento, el cual se suele utilizar en centrales con máquinas de 400 MW.

4.1 CICLO TÉRMICO

Una Central Termoeléctrica a vapor de 400 MW utiliza un Ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración.

4.1.1 Descripción del sistema

A continuación en la figura 4.1 se presenta el diagrama esquemático típico de una central de estas características, el cual se estudiará para obtener la modelación matemática del ciclo.

En este tipo de centrales la temperatura de entrada de la turbina suele estar ubicada entre 538 °C y 540 °C, y una presión de 165 a 167 bar; la temperatura de condensación está ubicada entre 40°C y 42 °C y la calidad del vapor a la salida de la turbina de baja presión debe ser no menor a 0.9.

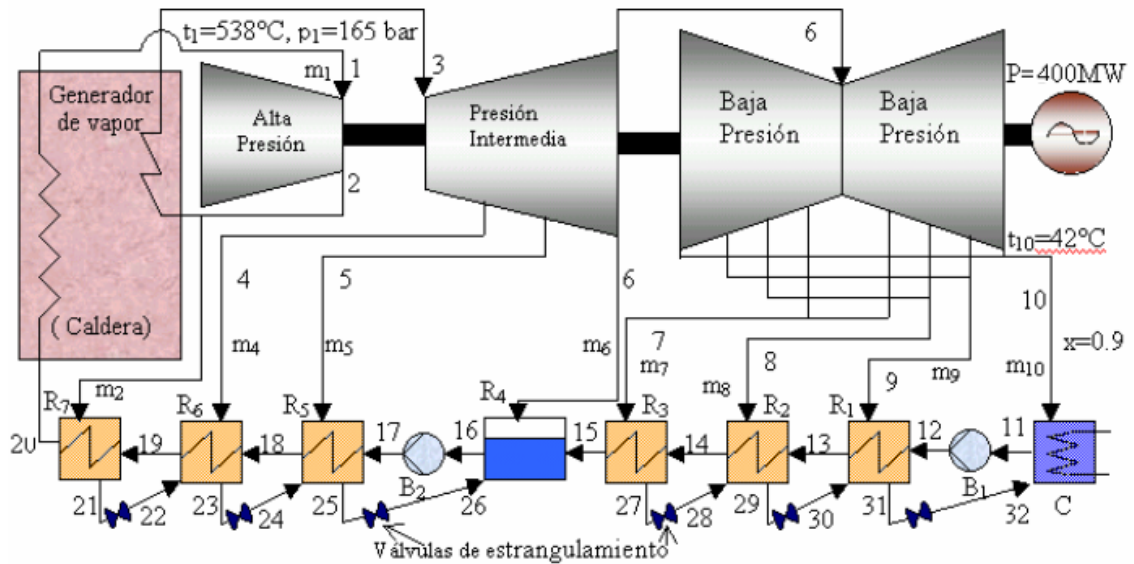


Figura 4.1 Esquema del ciclo típico de una central de 400 Mw

La Turbina de Vapor está constituida por tres etapas, la etapa de alta presión (AP), la de media presión (PI) y la de baja presión (BP). Estas centrales constan de un recalentamiento de vapor entre la expansión en la sección de AP y la de PI, un condensador (C), seis calentadores de agua de superficie con cascada hacia atrás (R1, R2, R3, R5, R6 y R7), un calentador abierto (R4), dos bombas (B1 y B2) y un generador de vapor (GV).

4.1.2 Diagrama T-s

En este diagrama que se presenta no se muestran los servicios auxiliares, ni el sistema de enfriamiento del agua para condensar, ni los componentes internos del generador de vapor. Entonces para el esquema planteado el sistema de estudio queda representado en la figura 4.2, donde no se consideran las caídas de presión en las tuberías.

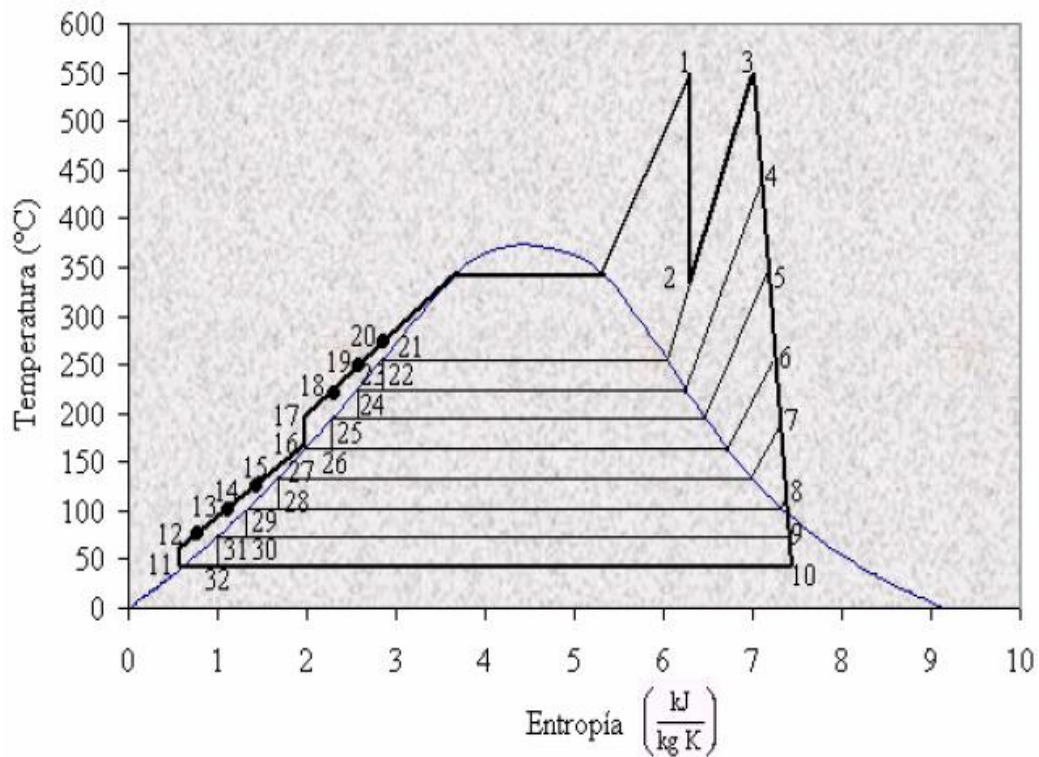


Figura 4. 2 Diagrama T vs S del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración

4.1.3 Estudio termodinámico

Balance de energía en los calentadores

Los calentadores del ciclo en estudio son llamados calentadores en cascada hacia arriba. Éstos atrapan (por estrangulamiento) el vapor condensado y lo lleva a una zona de menor presión de la línea de agua de alimentación.

Para cualquiera de los arreglos de los calentadores cerrados, el balance de energía en régimen estacionario se supone que el calentador está aislado térmicamente y que las variaciones de la energía cinética y potencial de las corrientes son despreciables.

$$\dot{m}_{\text{agua}}(\Delta h) + \dot{m}_{\text{Extracción}}(\Delta h) = 0 \quad (4.1)$$

Fracciones de flujo

Para calcular la fracción de flujo en cada extracción, se considera un flujo unitario de tal forma que los cálculos quedarán por unidad de masa. Entonces $mv_1 = 1$ kg/h.

Extracción 1

Del balance de energía en el calentador 7 se tiene que $mv_2(h_2 - h_{21}) = (h_{20} - h_{19})$, donde se puede despejar la fracción de masa mv_2 .

$$\dot{m}v_2 = \frac{\dot{m}v_1(h_{20} - h_{19})}{h_2 - h_{21}} \quad (4.2)$$

Extracción 2

Del balance de masa y energía en el calentador 6 se tiene que la fracción de masa m_4 es:

$$\dot{m}v_4 = \frac{(h_{19} - h_{18}) + \dot{m}v_2(h_{23} - h_{22})}{h_4 - h_{23}} \quad (4.3)$$

Extracción 3

Del balance de masa y energía en el calentador 5 se tiene que la fracción de masa mv_5 es:

$$\dot{m}v_5 = \frac{(h_{18} - h_{17}) + [(\dot{m}v_2 + \dot{m}v_4)(h_{25} - h_{24})]}{h_5 - h_{25}} \quad (4.4)$$

Extracción 4

Del balance de masa y energía en el calentador 4 se tiene que la fracción de masa m_6 es:

$$\dot{m}v_6 = \frac{(h_{16} - h_{26})(\dot{m}v_2 + \dot{m}v_4 + \dot{m}v_5) - h_{15}(1 - \dot{m}v_2 - \dot{m}v_4 - \dot{m}v_5)}{h_6 - h_{15}} \quad (4.5)$$

Extracción 5

Del balance de masa y energía en el calentador 3 se tiene que la fracción de masa m_7 es:

$$\dot{m}v_7 = \frac{(h_{15} - h_{14})(1 - \dot{m}v_2 - \dot{m}v_3 - \dot{m}v_4 - \dot{m}v_5 - \dot{m}v_6)}{h_7 - h_{27}} \quad (4.6)$$

Extracción 6

Del balance de masa y energía en el calentador 2 se tiene que la fracción de masa m_8 es:

$$\dot{m}v_8 = \frac{(h_{14} - h_{13})(1 - \dot{m}v_2 - \dot{m}v_3 - \dot{m}v_4 - \dot{m}v_5 - \dot{m}v_6) + \dot{m}v_7(h_{29} - h_{28})}{h_8 - h_{28}} \quad (4.7)$$

Extracción 7

Del balance de masa y energía en el calentador 1 se tiene que la fracción de masa m_9 es:

$$\dot{m}v_9 = \frac{(h_{13} - h_{12})(1 - \dot{m}v_2 - \dot{m}v_3 - \dot{m}v_4 - \dot{m}v_5 - \dot{m}v_6) + (\dot{m}v_7 + \dot{m}v_8)(h_{31} - h_{30})}{h_9 - h_{31}} \quad (4.8)$$

Turbina

Del balance de masa en la turbina se obtiene que m_{10} es:

$$\dot{m}v_{10} = 1 - \dot{m}v_2 - \dot{m}v_3 - \dot{m}v_4 - \dot{m}v_5 - \dot{m}v_6 - \dot{m}v_7 - \dot{m}v_8 - \dot{m}v_9 \quad (4.9)$$

Calor suministrado

El calor suministrado queda representado por:

$$q = (h_1 - h_{20}) + (1 - \dot{m}v_2)(h_3 - h_2) \quad (4.10)$$

Trabajo de las bombas

Asi mismo ,el trabajo de las bombas queda representado por:

$$W_B = (h_{17} - h_{16}) + [(h_{12} - h_{11})(\dot{m}v_7 + \dot{m}v_8 + \dot{m}v_9 + \dot{m}v_{10})] \quad (4.11)$$

Bomba de condensador

$$W_B = v_{f11}(p_{12} - p_{11}) \quad (4.12)$$

Bomba de agua de alimentación

$$W_B = v_{f1}(p_2 - p_1) \quad (4.13)$$

Trabajo de la turbina

El trabajo de la turbina estará expresado de forma siguiente:

$$\begin{aligned} W_T = & (h_1 - h_2) + (1 - \dot{m}v_2)(h_3 - h_4) + (1 - \dot{m}v_2 - \dot{m}v_4)(h_4 - h_5) + \\ & (1 - \dot{m}v_2 - \dot{m}v_4 - \dot{m}v_5)(h_5 - h_6) + (\dot{m}v_7 + \dot{m}v_8 + \dot{m}v_9 + \dot{m}v_{10})(h_6 - h_7) + \\ & (\dot{m}v_8 + \dot{m}v_9 + \dot{m}v_{10})(h_7 - h_8) + (\dot{m}v_9 + \dot{m}v_{10})(h_8 - h_9) + \dot{m}v_{10}(h_9 - h_{10}) \end{aligned} \quad (4.14)$$

Trabajo bruto

$$W_b = W_T - W_B \quad (4.15)$$

Flujo masico de vapor

$$\dot{m}_v = \frac{\text{Potencia}}{W_b} \quad (4.16)$$

Flujo masico de combustible

$$\dot{m}_c = \frac{(h_1 - h_{20}) + (1 - \dot{m}_{v_2})(h_3 - h_2)}{PCI} \quad (4.17)$$

Eficiencia termica del ciclo

$$\eta_{\text{CICLO}} = \frac{W_b}{q} \quad (4.18)$$

4.2 GENERADOR DE VAPOR

El estudio se realizará con base en la norma ASME PTC.4 “*Fired Steam Generators*” (2008), en los componentes principales del equipo como lo son: el hogar, el economizador, el sobrecalentador, el recalentador, el ventilador de tiro forzado y el precalentador de aire, los cuales son componentes típicos en un generador de vapor de gran capacidad.

La evaluación de las características de funcionamiento de un generador de vapor depende de muchos factores, de los que unos pocos se pueden analizar con precisión y otros son consecuencia de datos tomados en unidades operativas.

Las características de funcionamiento se utilizan para determinar uno de los tres parámetros siguientes:

- *Temperaturas*
- *Área de superficie de transferencia de calor*

- *Limpieza de la superficie termointercambiadora*

Siendo la evaluación de las características de funcionamiento del Generador de Vapor un proceso iterativo.

Para evaluar la temperatura de los humos y del vapor se suele conocer el área de la superficie termointercambiadora y el estado de limpieza de la superficie, mientras que las temperaturas se prefijan de antemano.

La temperatura de salida se consigue mediante iteraciones:

- *Si la temperatura calculada de salida de los humos es elevada, se precisa más superficie.*
- *Si la temperatura calculada de salida de los humos es baja, hay que quitar superficie.*

Para realizar el estudio de los equipos en el Generador de Vapor es necesario definir las condiciones de funcionamiento.

Se tendrá como condiciones de funcionamiento:

- *Las condiciones de salida del vapor, como la presión, temperatura y flujo.*
- *Las condiciones del agua de alimentación.*
- *El combustible.*
- *La carga.*
- *La capacidad de producción continua máxima de vapor.*
- *La eficiencia.*

Para el caso en estudio:

- *La presión y temperatura del vapor a la entrada de la turbina permanecerán iguales.*

- *El estudio se realizará suponiendo que el generador está a su capacidad máxima de producción de vapor.*

Para el cálculo de las características de funcionamiento del Generador de Vapor se comienzan por establecer la geometría de todos y cada uno de los equipos de transferencia de calor definiendo las condiciones de operación requeridas.

A continuación se realizan los balances de calor, incluyendo los cálculos de combustión para el Generador de Vapor, los cuales facilitan la información necesaria para analizar cada recuperador de calor. El proceso de cálculo sigue el sentido del flujo de humos, desde el hogar hasta la chimenea.

4.2.1 Información requerida

Tabla 4. 1 Características físicas del hogar del generador de vapor

Hogar	Datos
Paneles membranas (Diámetro de tubos (mm) y separación entre ejes)	
Anchura (m ²)	
Volumen hasta el plano de entrada del sobrecalentador (m ³)	
Profundidad (m)	
Superficie proyectada (m ²)	

Tabla 4. 2 Características físicas del paso convectivo del generador de vapor

Parámetro	Pantalla	Sobrecalentador	Recalentador	Banco Caldera	Economizador	Calentador de aire
Diámetro exterior tubo (mm)						
Espesor del tubo (mm)						
Espaciado longitudinal (m)						
Espaciado lateral (m)						
Nº filas (profundidad)						
Nº columnas (anchura)						
Longitud del tubo (m)						
Superficie total (m ²)						
Área libre flujo gases (m ²)						

Tabla 4. 3 Datos del combustible

Combustible	Datos
Tipo (carbón, gas, fueloil)	
Temperatura del combustible (°C)	
Poder calorífico superior (kJ/kg)	
Exceso de aire %	
Humedad (kg comb)	
Temperatura gases salida del hogar (°C)	

Tabla 4. 4 Condiciones de operación de los equipos a máxima carga

Salida Sobrecalentador	Datos
Flujo de vapor (kg/h)	
Temperatura de vapor (°C)	
Presión de vapor (Pa)	
Entalpía de vapor (kJ/kg)	

Salida Recalentador	Datos
Flujo de vapor (kg/h)	
Temperatura de vapor (°C)	
Presión de vapor (Pa)	
Entalpía de vapor (kJ/kg)	

Calentador de aire	Datos
Temperatura de aire a la entrada (°C)	
Presión del aire (Pa)	
Temperatura de aire a la salida (°C)	
Humedad (kg aire)	

Salida Economizador	Datos
Flujo de agua (kg/h)	
Temperatura de agua (°C)	
Presión de agua (Pa)	
Entalpía de agua (kJ/kg)	

4.2.2 Eficiencia del generador de vapor

Existen dos métodos muy utilizados para determinar la eficiencia los cuales son:

- Método INPUT-OUTPUT
- Método de evaluación de pérdidas

4.2.2.1 Método INPUT-OUTPUT

En este método para obtener la eficiencia del generador se toma en cuenta la energía que se introduce en el generador y la energía que se obtiene de éste.

$$\eta_{GV} = \frac{\text{Energía obtenida}}{\text{Energía introducida}} \quad (4.19)$$

Donde:

$$\text{Energía obtenida} = \dot{m}v(h_{S_s} - h_{S_e}) + (\dot{m}v - \alpha) * (h_{S_r} - h_{E_r})$$

$$\text{Energía introducida} = \dot{m}c * PC$$

$\dot{m}v$ = flujo de vapor

$\dot{m}c$ = flujo de combustible

PC = Poder calorífico inferior

h_{S_s} = Entalpía a la salida del sobrecalentador

h_{S_e} = Entalpía a la salida del economizador

h_{S_r} = Entalpía a la salida del recalentador

h_{E_r} = Entalpía a la entrada del recalentador

α = Flujo de extracción

4.2.2.2 Método de evaluación de pérdidas

Este es un método más preciso que el anterior. En este se toman en cuenta las pérdidas que ocurren en el generador que afectan directamente la eficiencia del mismo.

$$\eta_{GV} = 1 - \frac{\text{Energía perdida}}{\text{Energía introducida}} \quad (4.20)$$

Las pérdidas en un Generador de Vapor se pueden deber a:

- *Combustión incompleta.*
- *Descarga de los gases a altas temperaturas.*
- *Humedad en el combustible.*
- *Humedad en el aire.*
- *Ensuciamiento en el paso convectivo del lado de los gases.*

Utilizando cualquiera de estos métodos se puede determinar la eficiencia del equipo antes de iniciar el proceso de reingeniería, es decir, la eficiencia que tiene el Generador de Vapor al momento de realizar las pruebas de máxima carga.

Si la eficiencia resulta muy por debajo del rango de diseño dado por el fabricante, es necesario considerar aumentar la eficiencia del equipo por los motivos antes expuestos.

4.2.3 Consumo de combustible

Una vez conocida la eficiencia del Generador de Vapor y las condiciones del vapor (flujo, presión y temperatura) es posible calcular el consumo de combustible.

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}v(h_{Ss} - h_{S\theta}) + (\dot{m}v - \alpha) * (h_{Sr} - h_{Er})}{\eta_{GV} * PC} \quad [kg/h] \quad (4.21)$$

Se puede apreciar en la ecuación que de mantenerse las presiones y temperaturas iguales en las entradas y salidas de los equipos, lo único que modificará la cantidad de combustible es el flujo de vapor y la eficiencia del generador.

4.2.3.1 Combustión

La combustión es una reacción química de algunos de los elementos constitutivos de los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos con el oxígeno de la atmósfera. En la mayoría de los combustibles fósiles hay tres elementos combustibles significativos, C, H₂ y S; el S es el de menor importancia como fuente de calor, pero puede tener una influencia importante en problemas de corrosión y contaminación.

El objetivo de una buena combustión es liberar toda la energía del combustible, a la vez que se minimizan las pérdidas derivadas de las imperfecciones de la combustión y del aire en exceso.

La combinación de los elementos inflamables del combustible con el oxígeno requiere de:

- *Temperatura lo suficientemente alta para la ignición de los elementos inflamables.*
- *Turbulencia que facilite el íntimo contacto combustible-oxígeno.*
- *Tiempo suficiente para completar el proceso.*

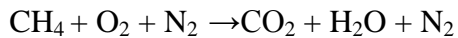
En las centrales termoeléctricas a vapor el oxígeno necesario para la combustión se suministra como aire el cual tiene una composición de 21% oxígeno, 78% hidrógeno y 1% argón. La cantidad mínima de aire que suministra suficiente oxígeno para la combustión completa de los elementos del combustible se llama aire teórico, pero en la realidad es necesario suministrar un flujo de aire mayor al teórico para que la combustión sea completa, éste se conoce como aire exceso.

4.2.3.2 Aire teórico

Para determinar el aire teórico es necesario conocer las propiedades del combustible y la cantidad de combustible, para luego establecer la relación estequiométrica de los reaccionantes con los productos.

Ejemplo:

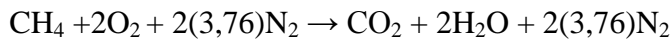
Se tiene metano y se hace reaccionar con oxígeno, la estequiometría queda de la siguiente manera:



En los cálculos de combustión relacionados con el aire se suele ignorar el argón y se considera que el aire está compuesto por 21% oxígeno y 79% nitrógeno atmosférico que tiene un peso molecular mayor al nitrógeno puro.

Entonces se puede llegar a la conclusión de que para mol de oxígeno se requiere $79/21=3,76$ moles de nitrógeno.

Balanceando queda:



Entonces el aire teórico será:

$$A_{\text{Teórico}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\dot{m}_{\text{combustible}}} = \frac{\text{moles}_{\text{aire}} * \text{Peso molecular}}{\text{moles}_{\text{combustible}} * \text{Peso molecular}} \quad (4.22)$$

Peso molecular del aire = 28,97 y peso molecular del metano = 16

$$A_{\text{Teórico}} = \frac{(2 + 7,52) * 28,97}{1 * 16 * 2,2} = 7,835 \frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{combustible}}}$$

Es decir, que para que la combustión del metano sea completa se necesitan 7,835 kg de aire por cada kilogramo de metano, en la realidad es necesario un aire mayor a

éste para alcanzar una combustión completa y ese aire de exceso depende del tipo de combustible.

A continuación se presenta una tabla con el exceso de aire que requieren algunos combustibles:

Tabla 4. 5Exceso de aire para cada combustible

COMBUSTIBLE	TIPO DE HOGAR O QUEMADORES	AIRE EXCESO % PESO
Carbón pulverizado	Hogar totalmente refrigerado por agua con extracción húmeda o seca de ceniza	15 a 20
	Hogar parcialmente refrigerado por agua	15 a 40
Carbón troceado	Hogar ciclón, equilibrado o presurizado	13 a 20
	Combustión en lecho fluidificado	15 a 20
Carbón	Hogar mecánico con parrilla vibrante refrigerada por agua	25 a 35
	Hogar mecánico con parrilla sinfin	25 a 40
	Hogar mecánico con alimentación inferior	3 a 15
Fueloil	Quemadores tipos cortatiros	3 a 15
Gas natural Gas batería coque Gas refinería	Quemadores tipos cortatiros	3 a 15
Madera/virutas	Parrillas sinfin y vibrante refrigerada por agua	20 a 25
	Combustión en lecho fluidificado	5 a 15
Derivados de desechos	Hogar refrigerado agua/parrilla sinfin	40 a 60

4.2.4Base teórica

En el estudio que se realizará a los equipos se debe conocer de antemano las temperaturas, presiones, flujo de agua de alimentación, flujo de vapor, flujo de aire y gases de combustión que se tienen en la planta cuando ésta trabaja a máxima carga.

Lo que se desea lograr con este estudio es conocer las condiciones operativas reales de los equipos del generador para luego compararlas con los datos que aporta el fabricante.

Se utilizarán las correlaciones empíricas para el estudio de la convección forzada del calor en fluidos, exactamente para flujo a través de banco de tubos y flujo a través de tubos y conductos. Además se supondrá que los intercambiadores son de flujo cruzado.

Se realizará un balance de calor en cada uno de los equipos con la finalidad de determinar la cantidad de calor que se transfiere de los humos al agua. A continuación se presentan las ecuaciones y gráficos que se utilizarán para realizar dicho estudio.

Partiendo de la ley de conservación de la masa, se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$$

Donde m viene dado por la expresión $m = \rho.A.V$, es decir, densidad por área que atraviesa el fluido por la velocidad del mismo.

A su vez, el primer principio de la termodinámica:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = q - W + \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{1}{2} V_1^2 + g z_1 \right) - \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{1}{2} V_2^2 + g z_2 \right)$$

En el caso que se presenta, al considerar condiciones estacionarias, el hecho de que los tubos no producen trabajo y que las condiciones de energía potencial y cinética en ambos miembros es despreciable, se llega a la siguiente expresión:

$$q = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Para los intercambiadores se tiene que la transferencia de calor es:

$$q = UAs(LMTD)$$

Finalmente realizando un balance de energía en los intercambiadores se llega a la expresión con la que se trabajará, descrita a continuación.

4.2.4.1 Transferencia de calor

$$q = UAs(LMTD) = \dot{m}g \cdot c_{p_{gas}} \cdot \Delta T_{Gases} = \dot{m}v \cdot \Delta h_{Vapor} [W] \quad (4.23)$$

Dónde:

$U =$ Coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^2\text{°C}$).

$LMTD =$ Diferencia de temperatura media logarítmica (°C).

$As =$ Área total de la superficie intercambiadora (m^2).

$\Delta T_{Gases} = T_{1Gases} - T_{2Gases}$ (°C)

$\dot{m}g =$ Flujo de gases de combustión (kg/h).

$c_{p_{gas}} =$ Calor específico medio de los gases de combustión ($kJ/kg\text{°C}$).

$\dot{m}v =$ Flujo de vapor (kg/h).

$\Delta h_{Vapor} = h_S - h_E$ (kJ/kg)

Calor específico medio de los gases de combustión

Para calcular el $C_{p_{gas}}$ de los gases se utiliza la figura (4.3) y se debe conocer:

- La diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).

- La humedad de los gases de combustión.

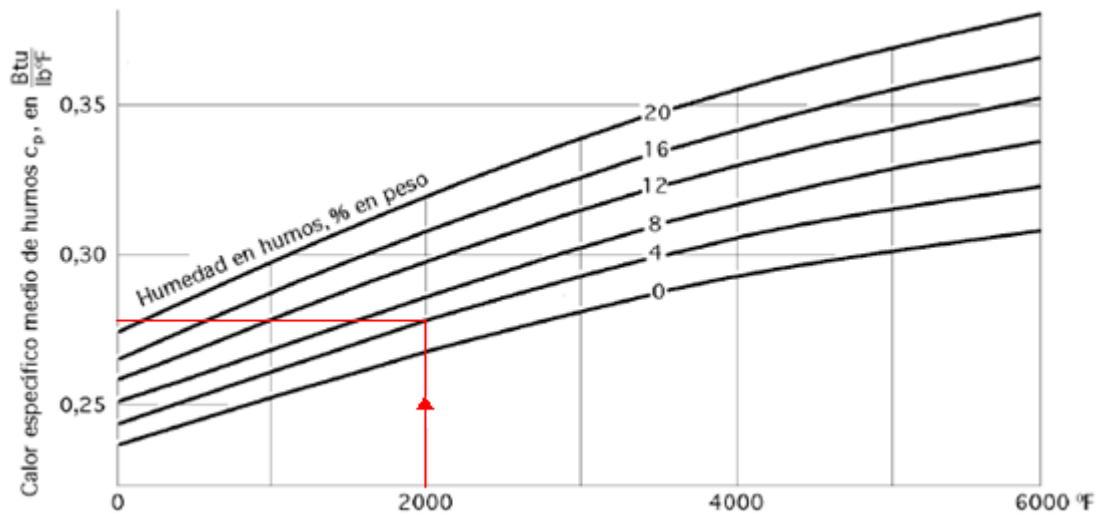


Figura 4. 3 Calor específico de los humos de la combustión (1 Btu/lb°F=4,186 kJ/kg°C)

4.2.4.2 Tipos de transferencia de calor

El calor en estos equipos se puede transferir por:

- Radiación directa.
- Radiación intertubular.
- Convección del lado de los humos.
- Convección del lado del líquido o vapor de agua.

4.2.4.2.1 Radiación directa

El calor radiante transmitido del hogar se puede calcular con la ecuación:

$$q_{\text{Radiante}} = \sigma \cdot Fe \cdot (T_{\text{1 Gases}}^4 - T_{\text{5}}^4) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (4.24)$$

Donde:

$$\sigma = \text{Cte Stefan Boltzman} = 5,66 * 10^{-8} \left(\frac{W}{m^2.K^2} \right).$$

$T_{1\text{Gases}}$ = Temperatura a la entrada del intercambiador (°C).

T_s = Temperatura de la superficie intercambiadora (°C).

Fe = Factor de efectividad.

El calor radiante total transferido es:

$$q_{\text{Radiante(total)}} = (q_{\text{Radiante}} * A_{\text{proyectada plana}}) [W] \quad (4.25)$$

Donde:

$$A_{\text{proyectada plana}} = [\text{Ancho intercambiador} * \text{Alto intercambiador}] (m^2)$$

Factor de efectividad

Este factor depende de la configuración de los tubos del intercambiador y se puede obtener de la figura (4.4) para la que se requiere conocer:

- Diámetro exterior de los tubos del intercambiador.
- Espaciado transversal de los tubos del intercambiador.

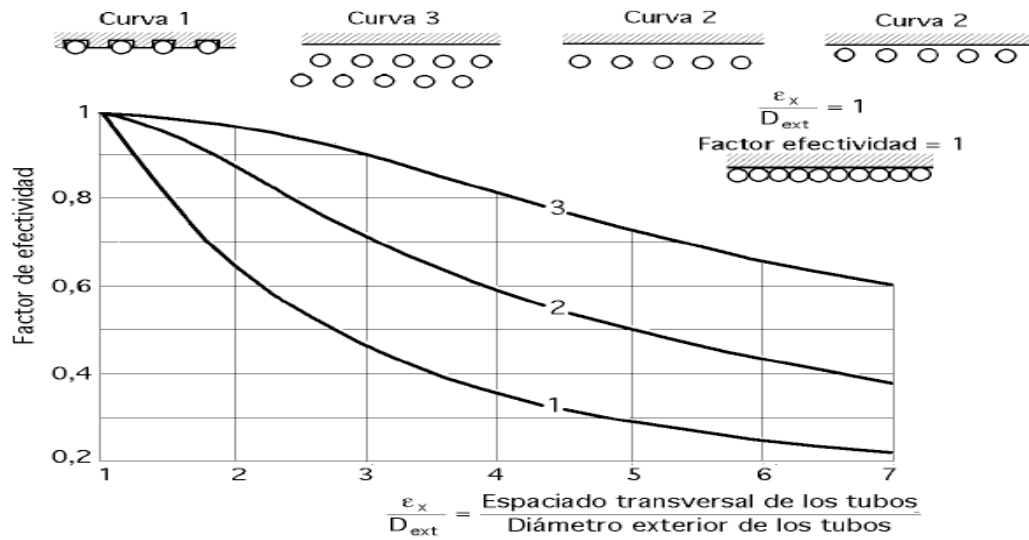


Figura 4. 4Factor de efectividad

4.2.4.2.2 Radiación intertubular

La radiación íntertubular es directamente proporcional a la temperatura de los gases que salen de un intercambiador y a la superficie total termointercambiadora del que recibe esos gases.

El coeficiente de transferencia de calor por radiación intertubular se ajusta para la superficie efectiva, mediante la expresión:

$$h_{gas(rad)} = h'_r \cdot K \cdot Fs \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (4.26)$$

Donde:

Fs = Factor de efectividad de superficie.

h'_r = Coeficiente de radiación intertubular sin corregir.

Kc = Factor de combustible.

Factor de efectividad de superficie

Para determinar la radiación íntertubular, el coeficiente de transferencia de calor por radiación se debe ajustar para eliminar la radiación directa del hogar, utilizando un factor de efectividad F_s basado en áreas, de la forma:

$$F_s = \frac{\text{Superficie efectiva}}{\text{Superficie total}} = \frac{A_s - A_p}{\dot{A}_s} \quad (4.27)$$

Donde:

$$A_p = \text{Superficie plana del banco con absorción por radiación directa (m}^2\text{)}$$

A_p es el área total existente en la cavidad en la que se encuentra el intercambiador.

$$A_p = \left(\frac{\text{Absorción por radiación directa} * 100}{\text{Radiación total hogar}} \right) * (\text{Area plana proyectada del banco}) \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{Absorción por radiación directa} = \left(\sum_{i=m}^n \text{Absorción fila}_m + \dots + \text{Absorción fila}_n \right)$$

Coefficiente de radiación íntertubular sin corregir

Este coeficiente se puede determinar gráficamente haciendo uso de la figura (4.5) y se requiere conocer:

- *La diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).*
- *La temperatura de la superficie receptora (T_s).*

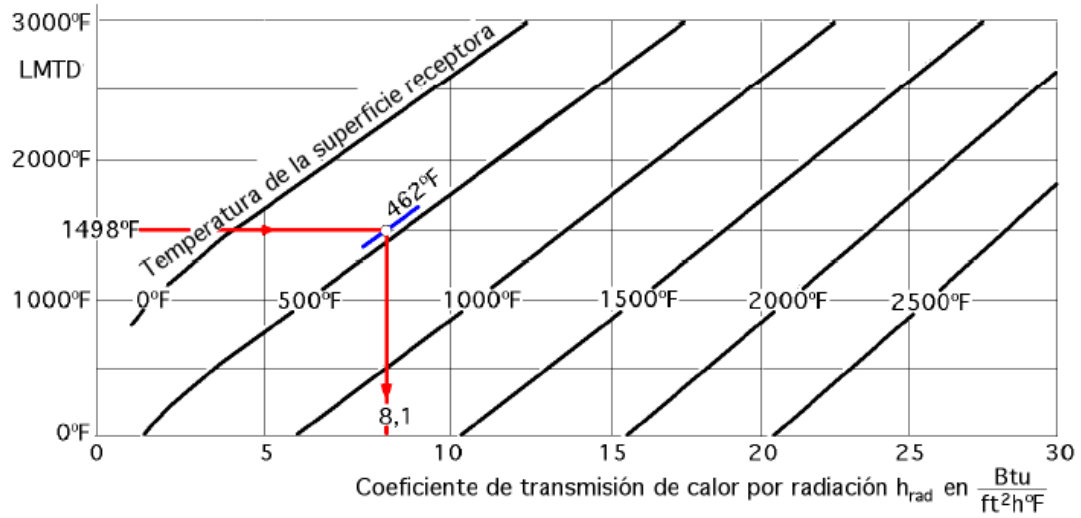


Figura 4. 5 Coeficiente de transferencia de calor por radiación tubos ($1 \text{ Btu/ft}^2 \text{ h}^\circ \text{F} = 5,678 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$)

Factor de combustible

Este factor se puede determinar gráficamente haciendo uso de la figura 4.6 y se requiere conocer previamente:

- Tipo y poder calorífico del combustible.
- Longitud de radiación.
- Presión parcial de CO_2 y H_2O .

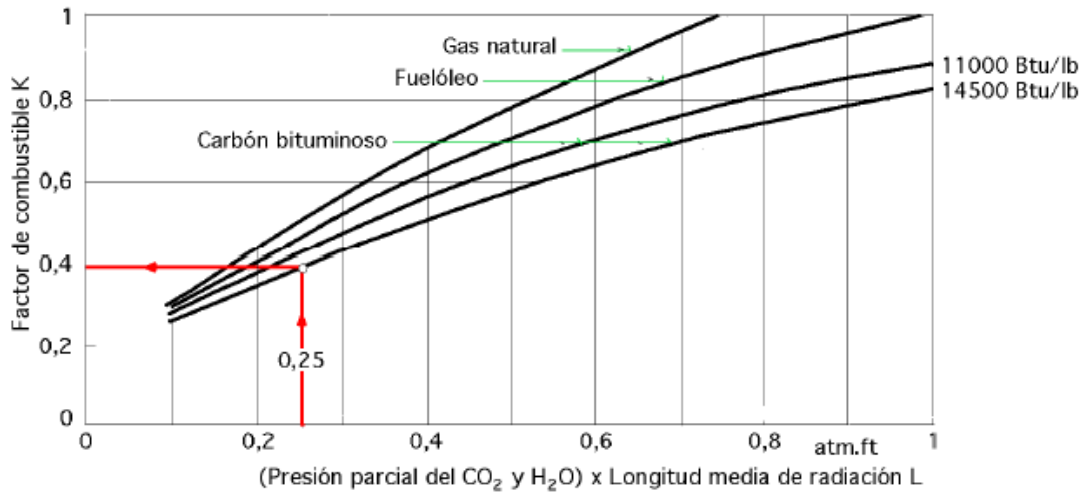


Figura 4. 6 Factor de combustible

Longitud de radiación (L)

Se puede obtener de forma gráfica haciendo uso de la figura 4.7 y se requiere conocer la geometría del equipo que se esté estudiando.

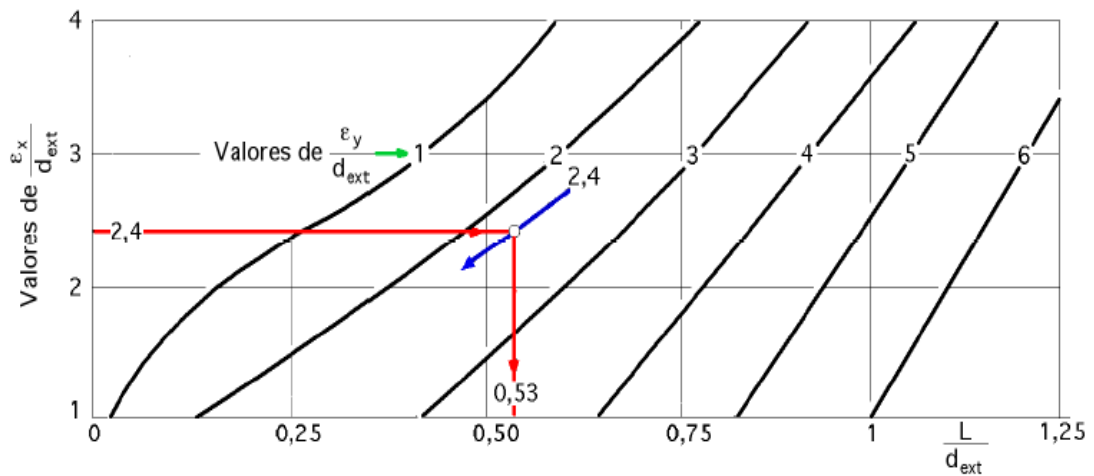


Figura 4. 7 Longitud de radiación

Presión parcial de CO₂ y H₂O

Se puede obtener de forma gráfica haciendo uso de la figura (4.8, 4.9 ó 4.10) y se requiere conocer el tipo de combustible, su poder calorífico y el exceso de aire en la combustión.

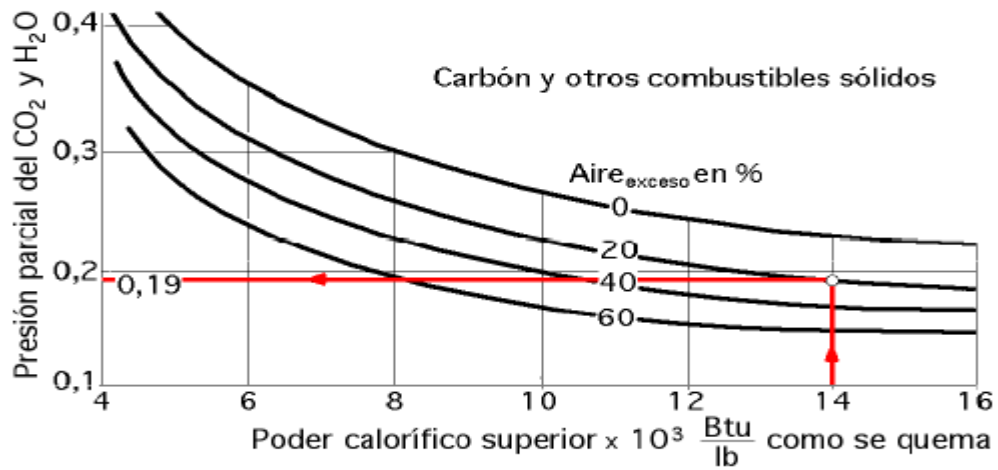


Figura 4. 8 Presión parcial del carbón y otros combustibles sólidos

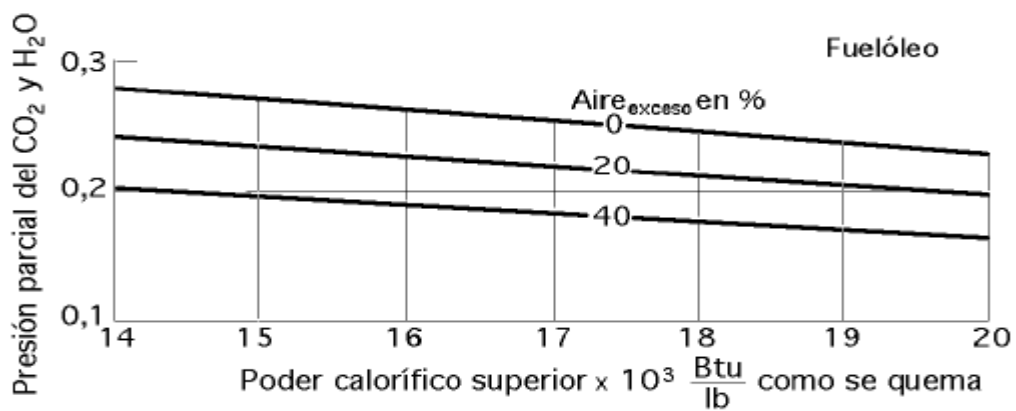


Figura 4. 9 Presión parcial del fuelóleo

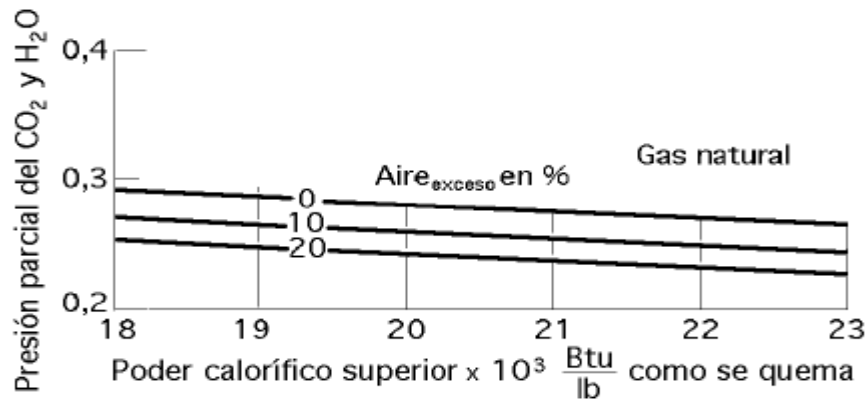


Figura 4. 10 Presión parcial del gas natural

4.2.4.2.3 Coeficiente de convección del lado de los humos

Una correlación para flujo cruzado, de aplicación al estudio de Generadores de Vapor que se aplica al calentamiento y refrigeración de fluidos que fluyen por el exterior de tubos limpios en régimen turbulento es:

$$Nu_g = 0,287 * Re^{0,61} * Pr^{0,33} * \Psi$$

Dónde:

$$Nu_g = \text{Numero de Nusselt}$$

$$Re = \frac{G_g \cdot D_{ext}}{\mu_g}$$

$$Pr = \frac{Cp_g \cdot \mu_g}{K_{humos}} = F_{pphumos}$$

Ψ = factor de corrección

El coeficiente de convección se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$h_{gas(conv)} = N_U \cdot \frac{K_{humos}}{D_{ext}}$$

$$h_{gas(conv)} = 0,287 \cdot \frac{G_g^{0,61}}{D_{int}^{0,39}} \cdot \frac{Cp^{0,33} \cdot K_{humos}^{0,67}}{\mu_g^{0,28}} \cdot Fa \cdot \Psi$$

Finalmente se tiene que el coeficiente de convección es:

$$h_{gas(conv)} = h'_c \cdot F_{pphumos} \cdot Fa \cdot \Psi \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (4.28)$$

Donde:

h'_c = Coeficiente de convección geométrico flujo externo.

$F_{pphumos}$ = Factor de propiedades físicas de los humos.

Fa = Factor de configuración.

Coeficiente de convección geométrico flujo externo

Suponiendo que el intercambiador es de flujo cruzado, el coeficiente se puede determinar por medio de la ecuación 4.43 o gráficamente con la figura 4.11 y se requiere conocer:

- G_g = Velocidad másica de los gases de combustión.
- D_{ext} = Diámetro externo del tubo del intercambiador.

$$h'_c = 0,287 \frac{Gg^{0,61}}{D_{ext}^{0,39}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (4.29)$$

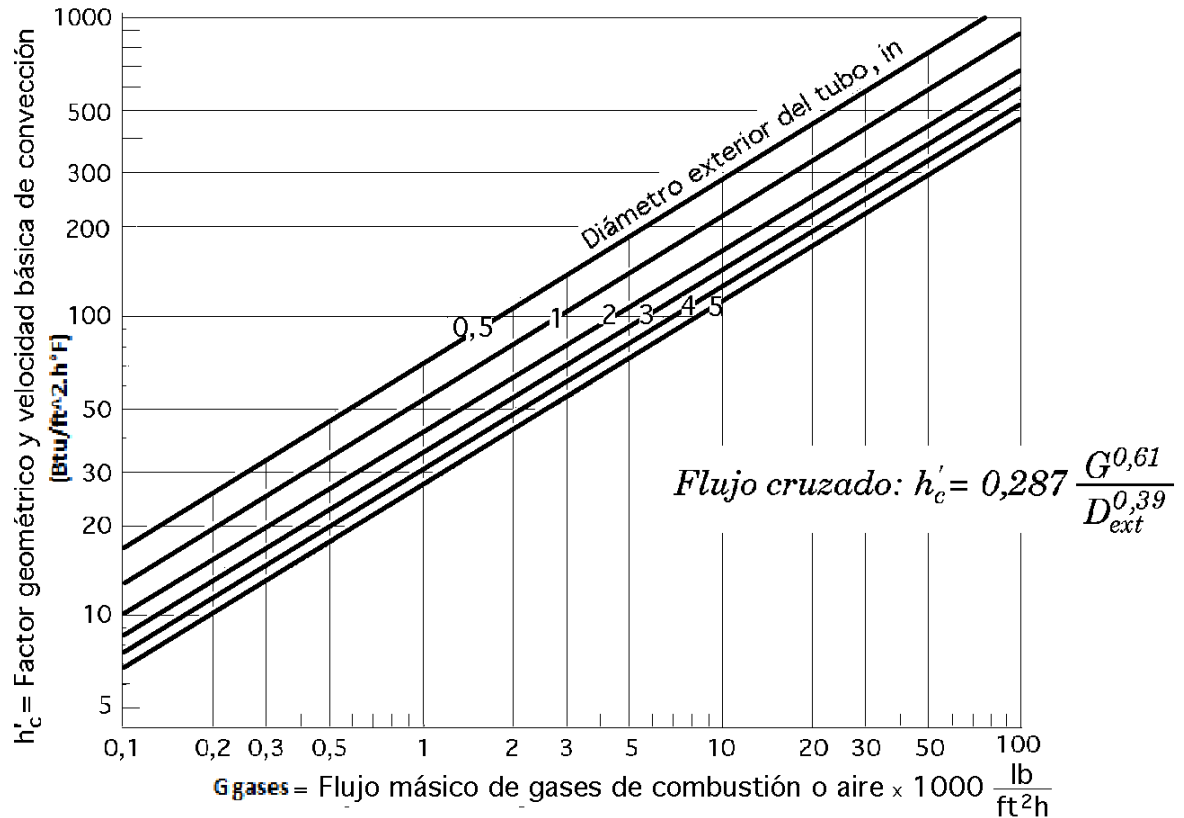


Figura 4. 11 Coeficiente de convección geométrica para flujo externotubos (1Btu/ft²h°F= 5,678 W/m²°C)

Velocidad mássica de los gases de combustión

Para determinar la velocidad mássica de los gases, hay que tener presente el flujo de gases de la combustión m_g [kg/h] y el área libre de paso de flujo A_g [m²]. La ecuación para la velocidad mássica será:

$$Gg = \frac{\dot{m}_g}{A_g} [kg/m^2 h] \quad (4.30)$$

Factor de propiedades físicas de los humos

Suponiendo que el intercambiador es de flujo cruzado, el factor se puede determinar analíticamente con la ecuación 4.45 o gráficamente con la figura 4.12 y se requiere conocer:

- *La temperatura de película de los humos.*
- *La humedad de la combustión (%).*

$$F_{pphumos} = \frac{Cp_g^{0,33} \cdot K_{humos}^{0,67}}{\mu_g^{0,28}} \quad (4.31)$$

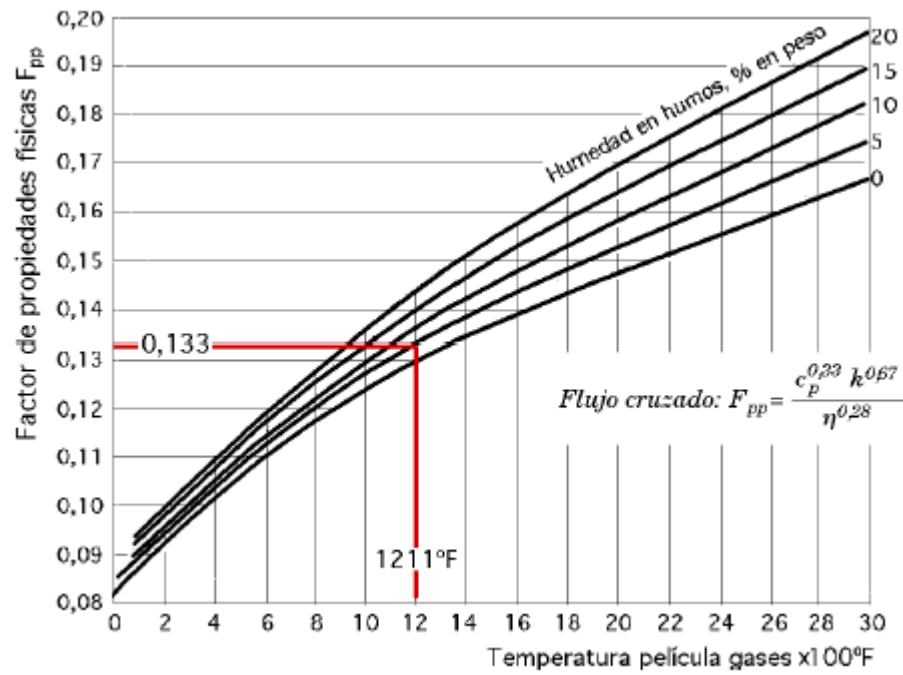


Figura 4. 12 Factor de propiedades físicas de los humos de combustión

Factor de configuración

Suponiendo que el intercambiador es de flujo cruzado y alineado, el factor se puede determinar gráficamente haciendo uso de la figura 4.13 y se requiere conocer:

- *El espaciado longitudinal y transversal de los tubos.*
- *El número de Reynolds del lado de los gases.*

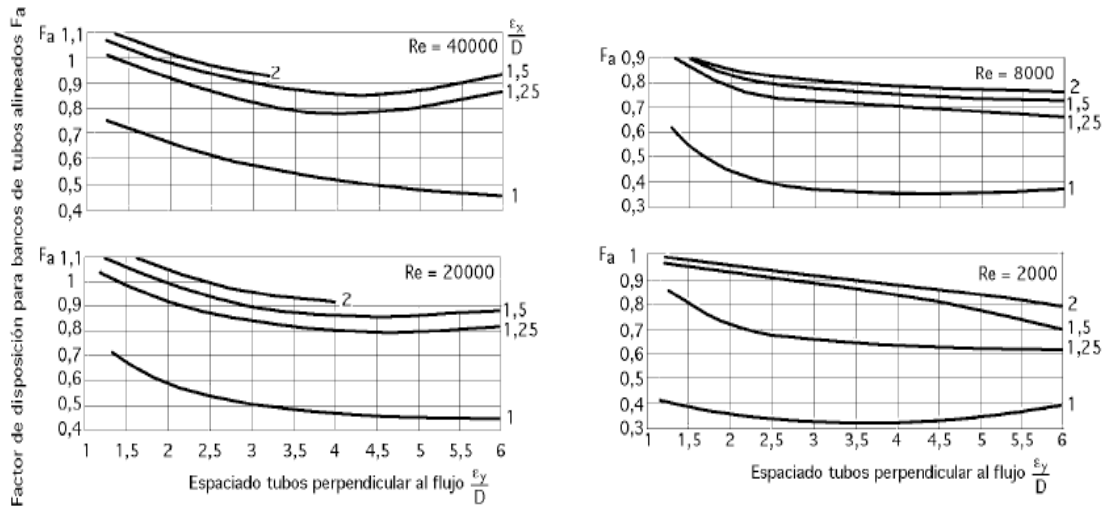


Figura 4. 13 Factor de configuración para bancos de tubos alineados

Espaciado longitudinal y transversal

$$\frac{\epsilon_y}{D} = \frac{\text{Espaciado longitudinal}}{\text{Diámetro externo}}$$

$$\frac{\epsilon_x}{D} = \frac{\text{Espaciado Transversal}}{\text{Diámetro externo}}$$

Número de Reynolds del lado de los humos

Es posible determinarlo haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$Re = K_{Re} \cdot G_g \quad (4.32)$$

Dónde:

K_{Re} = Factor de propiedades de los humos

El factor K_{Re} puede determinarse analíticamente con la ecuación 4.47 o gráficamente con la figura 4.14 y se requiere conocer:

- La temperatura de película de los gases.

- El diámetro exterior del tubo.

$$K_{Re} = \frac{D_{ext}}{\mu_g} [m^2 \cdot h / kg] \quad (4.33)$$

Donde:

D_{ext} = Diámetro externo de los tubos del intercambiador (m)

μ_g = Viscosidad dinámica de los gases (kg/m.h)

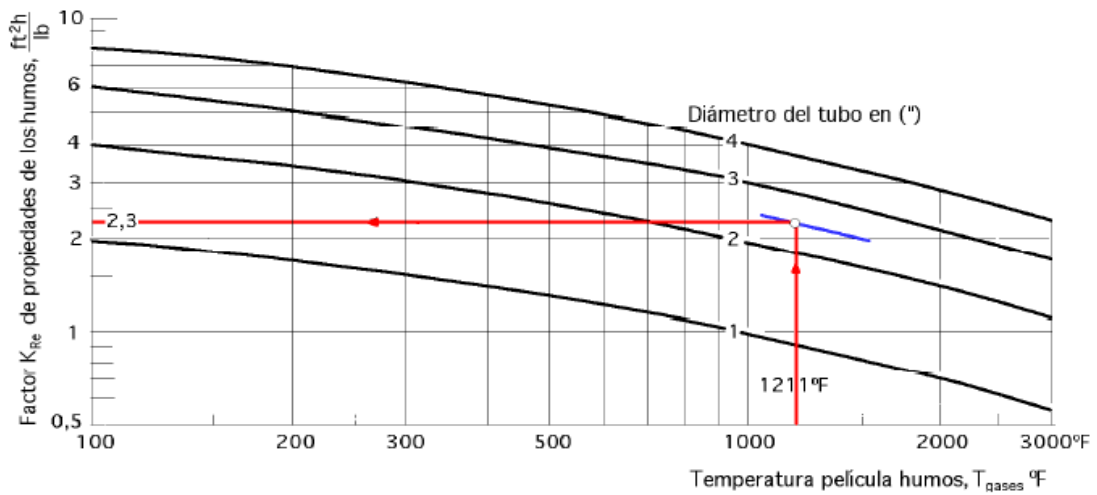


Figura 4. 14 Factor de propiedades de los humos de la combustión (1 $ft^2 \cdot h / lb = 0,204 m^2 \cdot h / kg$)

4.2.4.2.4 Coeficiente de convección del lado del líquido o vapor de agua

Una correlación para un flujo turbulento completamente desarrollado por el interior de tubos que se puede aplicar para el estudio de generadores de vapor es la expresión de Dittus-Boelter:

$$Nu_i = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4} \quad \text{Para un intervalo de } 0,5 < Pr < 100$$

Donde:

$Nu_i = \text{Número de Nusselt}$

$$Re = \frac{G_v \cdot D_{int}}{\mu_v}$$

$$Pr = \frac{Cp_v \cdot \mu_v}{K_{agua}} = F_{PPvapor}$$

Cuando las condiciones de flujo turbulento no están totalmente desarrolladas, la correlación precedente se corrige mediante la expresión:

$$Nu = Nu_i \cdot \left(1 + \left(\frac{D_{int}}{x}\right)^{0,7}\right) \quad \text{Con la condición } 2 \leq \frac{x}{D_{int}} \leq 20$$

Donde:

$x = \text{Longitud necesaria para lograr un fluido completamente turbulento}$

El coeficiente se puede determinar de la siguiente forma:

$$h_{vapor(conv)} = Nu_i \cdot \frac{K_{agua}}{D_{int}}$$

$$h_{vapor(conv)} = 0,023 \cdot \frac{G_v^{0,8}}{D_{ext}^{0,2}} \cdot \frac{Cp_v^{0,4} \cdot K_{agua}^{0,6}}{\mu_v^{0,4}} \cdot F_T \cdot \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)^{0,2}$$

Finalmente se tiene que el coeficiente convectivo es:

$$h_{vapor(conv)} = h_i \cdot F_{PPvapor} \cdot F_T \cdot \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)^{0,2} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (4.34)$$

Donde:

h_i = *Coefficiente de convección geométrico flujo interno*

$F_{pp\text{vapor}}$ = *Factor de propiedades física del vapor.*

F_T = *Factor de temperatura = 1.*

Coefficiente de convección geométrico flujo interno

El coeficiente se puede determinar analíticamente por medio de la ecuación 4.49 ó gráficamente con la figura 4.15 y se requiere conocer:

- G_v = *Velocidad másica del vapor.*
- D_{ext} = *Diámetro externo del tubo del intercambiador.*

$$h_i = 0,023 \cdot \frac{G_v^{0,8}}{D_{ext}^{0,2}} \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (4.35)$$

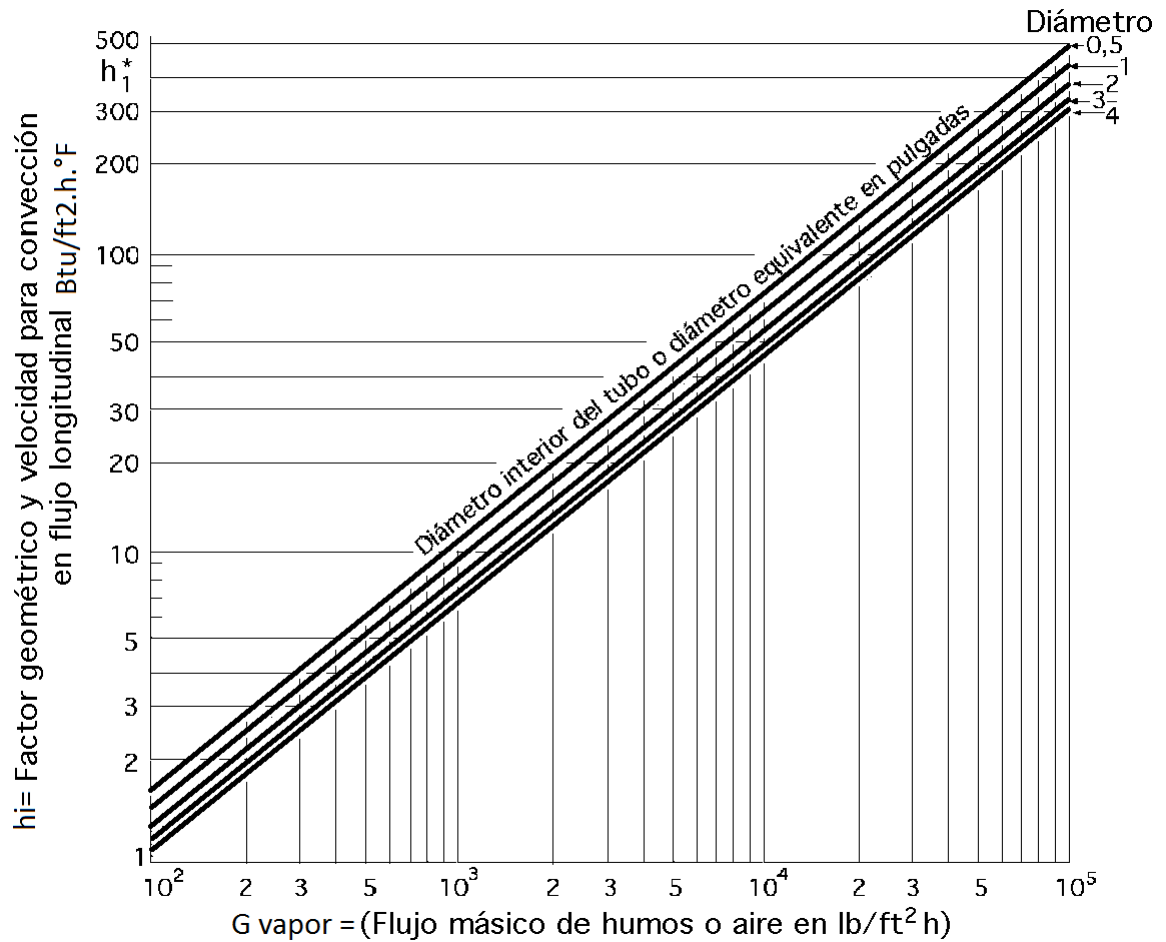


Figura 4. 15 Coeficiente de convección geométrico para flujo por el interior de tubos
(1Btu/ft².h.°F= 5,678 W/m².°C)

Velocidad másica del vapor

Para determinar la velocidad másica del vapor hay que tener presente el flujo de vapor que entra al intercambiador m_v [kg/h] y el área libre total para el flujo de vapor A_v [m²]. La ecuación para la velocidad másica será:

$$G_v = \frac{m_v}{A_v} \left[\frac{kg}{m^2 h} \right] \quad (4.36)$$

Área libre total para el flujo de vapor

Para determinar el área libre total para el flujo de vapor se debe conocer la geometría del intercambiador, donde la expresión queda de la siguiente forma:

$$A_v = \frac{\pi D_{int}^2}{4} * (N^\circ \text{Flujos}) * (N^\circ \text{Columnas de tubos}) \quad (4.37)$$

Factor de propiedades físicas del vapor

El factor se puede determinar analíticamente con la ecuación (4.52) o gráficamente con la

Figura (4.16) y se requiere conocer:

- *La temperatura de película de vapor*
- *La presión del vapor*

$$F_{ppvapor} = \frac{Cp_v^{0,4} \cdot K_{agua}^{0,6}}{\mu_v^{0,4}} \quad (4.38)$$

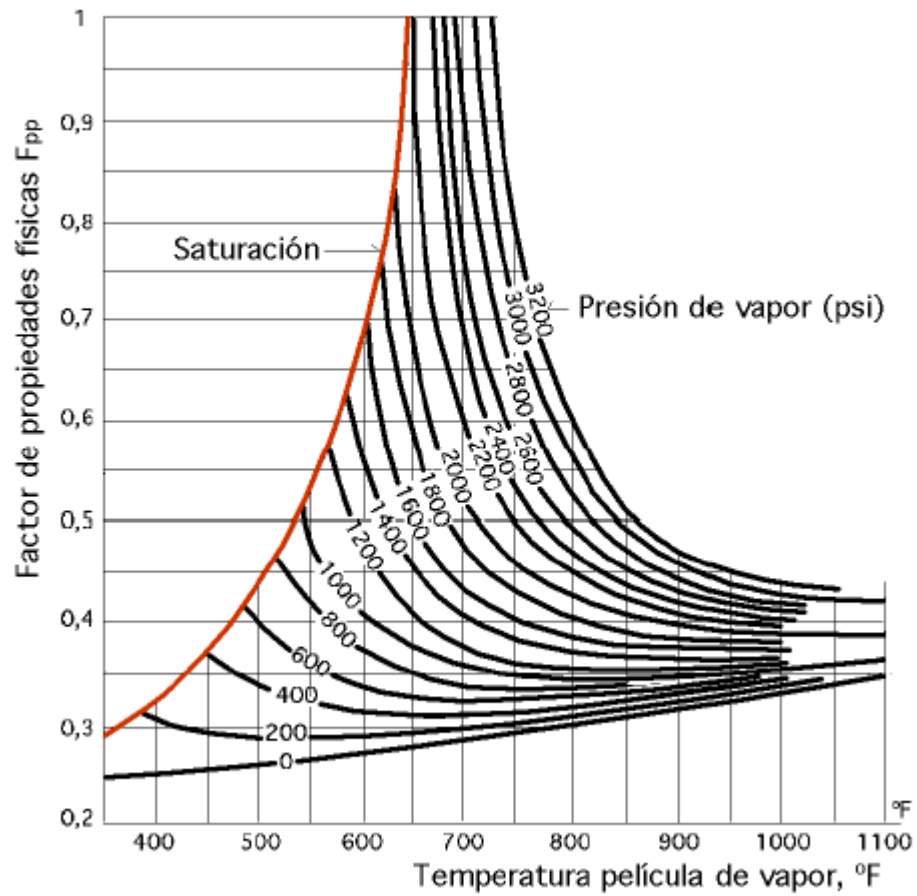


Figura 4. 16 Factor de propiedades físicas del vapor

Temperatura de película de vapor

$$T_{\text{Película vapor}} = \frac{T_{1\text{Vapor}} + T_{2\text{Vapor}}}{2} \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (4.39)$$

Donde:

$T_{1\text{Vapor}}$ = Temperatura del vapor a la entrada del intercambiador

$T_{2\text{Vapor}}$ = Temperatura del vapor a la salida del intercambiador

Factor de limpieza

$$F_L = \frac{U_{real}}{U_{Teorico}} \quad (4.40)$$

4.2.4.3 Pérdida de tiro del lado de los humos

La pérdida de tiro en los pasos convectivos del lado de los humos, se calcula con la ecuación:

$$\Delta P_{humos} = \xi \frac{30}{P_{barometrica}} \frac{T_{Gases}}{1,73 * 10^5} \left(\frac{\dot{m}_g}{10^3} \right)^2 \quad (4.41)$$

Donde:

$$\xi = \lambda \cdot N \cdot F_\psi$$

P = Presión del aire de entrada (pa)

$$T_{Gases} = \left[0,95 \left(\frac{T_{1\ Gases} + T_{2\ Gases}}{2} \right) [^\circ C] + 273,15 \right] [^\circ K] \quad (4.42)$$

m_g = Flujo másico humos(kg/h)

Factor ξ

Este factor se puede determinar con la expresión $\xi = \lambda \cdot N \cdot F_\psi$ donde:

- λ = Coeficiente de rozamiento para tubos alineados.
- N = Número de filas de profundidad.
- F_ψ = Factor de profundidad.

Coefficiente de rozamiento para tubos alineados

Este coeficiente se puede obtener gráficamente haciendo uso de la figura (4.17) y se requiere conocer:

- *El número de Reynolds del lado de los gases (Re).*
- *El espaciado Longitudinal y transversal de los tubos.*

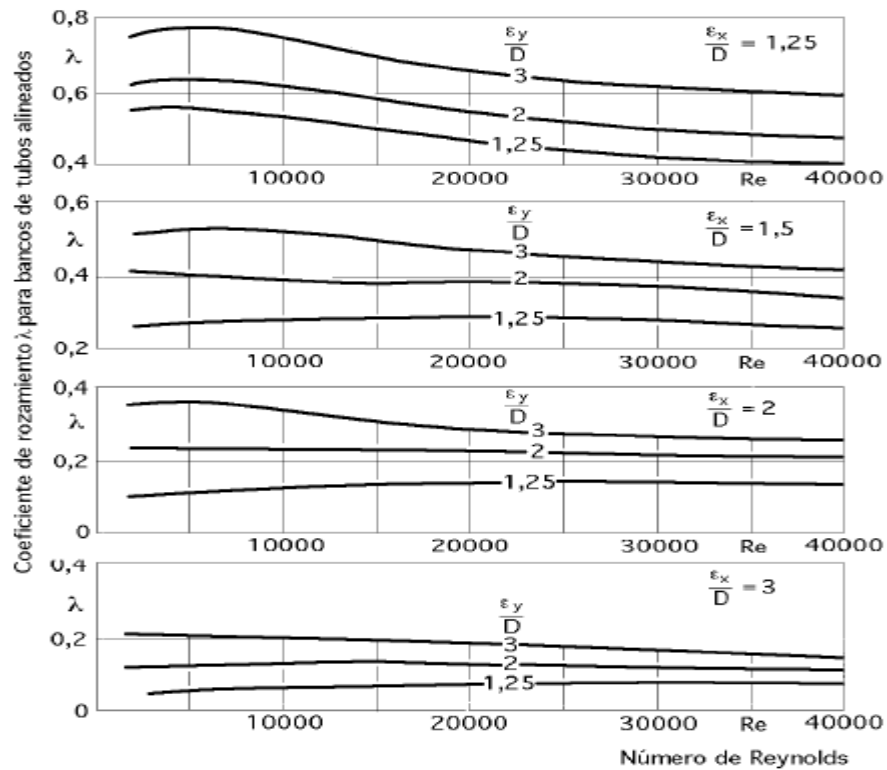


Figura 4. 17 Coeficiente de rozamiento para bancos de tubos alineados

Factor de profundidad

Este coeficiente se puede obtener gráficamente haciendo uso de la figura (4.18) y se requiere conocer:

- *El tipo de configuración (Alineado o a tres bolillos).*
- *El número de filas de profundidad.*

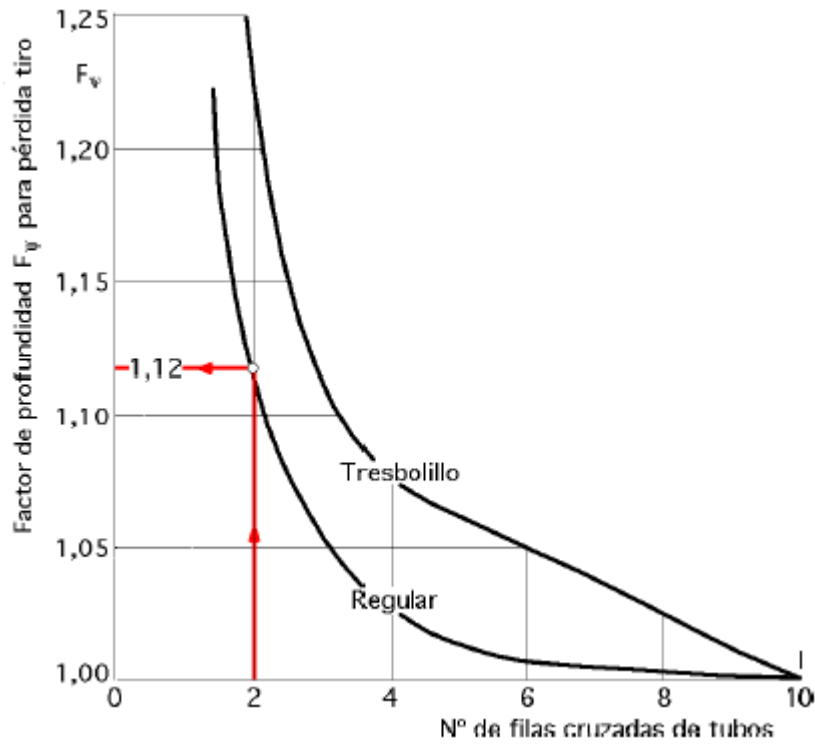


Figura 4. 18 Factor de profundidad para pérdida de tiro

4.2.4.4 Pérdida de presión del lado del líquido o vapor de agua

Es la suma de las pérdidas del flujo en los tramos rectos por rozamiento, de las pérdidas a la entrada y salida y de las pérdidas en codos y curvas.

$$\Delta P_{Vapor} = \Delta f + \Delta P_{Entr+Sal} + \Delta P_{Codos}$$

Donde:

$$\Delta f = \text{Caída de presión por rozamiento} = f \cdot L / d_{int}$$

$$\Delta P_{Entr+Sal} = \text{Caída de presión a la entrada y salida}$$

$$\Delta P_{\text{Codos}} = \text{Caída de presión en codos y curvas}$$

4.2.5 Procedimiento de cálculo en el paso convectivo

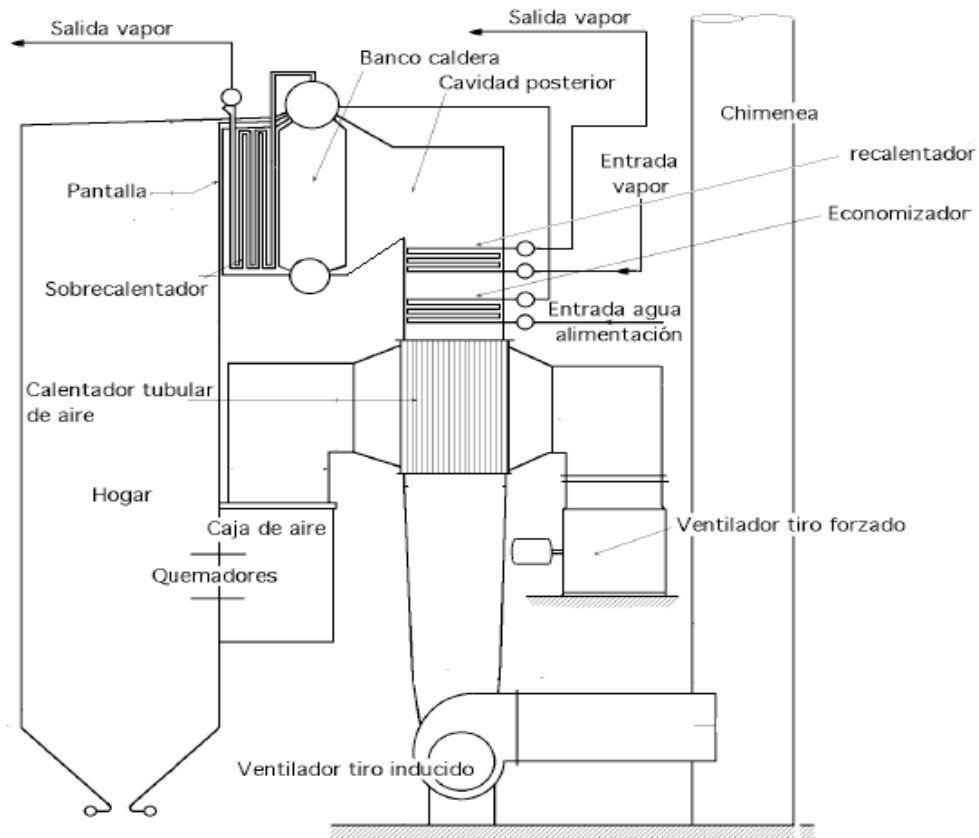


Figura 4. 19 Esquema del paso convectivo de una central de 400 MW

4.2.5.1 Pantalla del hogar

En algunos Generadores de Vapor los gases que salen del hogar pasan en primer lugar a través de una pantalla de tubos que contienen agua en proceso de vaporización; estos tubos controlan la radiación que llega a los tubos que configuran la superficie del sobrecalentador.

El calor se transfiere a la pantalla por radiación directa del hogar, por radiación ínter- tubular y por convección.

1) Determinación de la radiación directa del hogar hacia la pantalla

El calor radiante transmitido del hogar a la pantalla por unidad de superficie proyectada plana viene dado por la ecuación (4.24).

$$q_{hogar-pantalla} = \sigma \cdot F_e \cdot (T_{1Gases}^4 - T_s^4)$$

Donde T_s es la temperatura de saturación del agua a la presión medida y T_{1Gases} es la temperatura medida a la salida del hogar.

El calor radiante total transferido del hogar a la pantalla viene dado por la ecuación (4.25)

$$q_{hogar-pantalla(total)} = (q_{hogar-pantalla} * A_{proyectadaplana})$$

La radiación del hogar no afecta la caída de temperatura de los humos a través de la pantalla; sin embargo, si existe generación de vapor en la pantalla sí se tiene en cuenta la radiación del hogar absorbida por ésta.

2) Determinación de la radiación absorbida por la pantalla

De la figura (4.4) se obtiene un factor de efectividad, el cual representa el porcentaje de la energía radiante que llega a una fila de tubos de la pantalla; con este factor se determina la absorción en la pantalla.

La radiación del hogar sobre la pantalla se calcula fila a fila. Suponiendo que la pantalla consta de dos filas el cálculo sería el siguiente:

- 1) Radiación del hogar hacia la 1ª fila de la pantalla = q (hogar-pantalla total)
- 2) Absorción de la 1ª fila de la pantalla = (Factor de efectividad)* (Radiación a la fila 1)
- 3) Radiación del hogar hacia la 2ª fila de la pantalla = (Radiación a la fila 1) – (Absorción fila 1)
- 4) Absorción de la 2ª fila de la pantalla = (Factor de efectividad)* (Radiación a la fila 2)
- 5) Radiación del hogar hacia el sobrecalentador = (Radiación a la fila 2) – (Absorción fila 2)

La radiación del hogar que pasa a través de la pantalla y atraviesa la totalidad de la misma es la que absorbe el sobrecalentador.

3) Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica para la pantalla

$$LMTD_{Pantalla} = \frac{T_{1Gases} - T_{2Gases}}{\ln \frac{T_{1Gases} - T_S}{T_{2Gases} - T_S}} [^{\circ}C] \quad (4.43)$$

Donde T_{1Gases} y T_{2Gases} son las temperaturas de los gases medidas a la entrada y salida de la pantalla.

4) Determinación de la radiación intertubular en la pantalla

La radiación intertubular viene dada por la ecuación (4.26).

$$h_{gas(rad)} = h_r \cdot Kc \cdot Fs$$

Para la obtención de F_s se utiliza la ecuación (4.27).

Para la obtención de h'_r se utiliza la figura (4.5) y se requiere conocer:

- *La diferencia de temperatura media logarítmica ($LMTD_{Pantalla}$).*
- *La temperatura de la superficie receptora (T_s).*

Para la obtención de Kc se utiliza la figura (4.6) y se requiere conocer:

- *Tipo y poder calorífico del combustible.*
- *Longitud de radiación. Ver figura (4.7).*
- *Presión parcial de CO_2 y H_2O . Ver figura (4.8, 4.9 o 4.10).*

5) Determinación del coeficiente de convección del lado de los humos para la pantalla

El coeficiente de convección viene dado por la ecuación (4.28):

$$h_{gas(conv)} = h'_c \cdot F_{pp} \cdot F_a \cdot \Psi$$

Para la obtención de h'_c se utiliza la ecuación (4.29) o la figura (4.11) y se requiere conocer:

- *Gg= Velocidad másica de los gases de combustión. Ver ecuación (4.30).*
- *Dext= Diámetro externo del tubo del intercambiador.*

Para la obtención de F_{pp} se utiliza la figura (4.12) y se requiere conocer:

- *La temperatura de película de los humos.*
- *La humedad de la combustión (%). Ver figura (4.12).*

$$T_{Película\ humos} = T_s + \frac{LMTD_{Pantalla}}{2} [^{\circ}C] \quad (4.44)$$

Para la obtención de F_a se utiliza la figura (4.13) y se requiere conocer:

- *El espaciado longitudinal y transversal de los tubos. Ver tabla (4.2).*
- *El numero de Reynolds del lado de los gases. Ver ecuación (4.32).*

6) Determinación del coeficiente global de transferencia de calor real

$$U = h_{gas} = h_{gas(rad)} + h_{gas(conv)} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (4.45)$$

Se asume que la resistencia de película del agua y pared es despreciable.

7) Determinación del calor transferido real en la pantalla

De la ecuación (4.23) se tiene que:

$$q_{pantalla} = U \cdot A_s(LMTD)$$

Este calor no considera la radiación directa del hogar, solo toma en cuenta la radiación intertubular y la convección.

8) Determinación del factor de limpieza

De la ecuación (4.40) se tiene que:

$$F_L = \frac{U}{U_{Teórico}}$$

9) Cálculo de la absorción total de la transferencia de calor a la pantalla

La absorción total del banco tubular será igual a la suma de la transferencia de calor por convección, por radiación intertubular y radiación directa del hogar y se expresa de la siguiente forma:

$$q_{TOTAL} = [q_{hogar-total} + q_{pantalla}] [W] \quad (4.46)$$

4.2.5.2 Sobrecalentador

1) Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica para el sobrecalentador

Para el planteamiento se asumirá que el sobrecalentador funciona en contraflujo por lo tanto la diferencia de temperatura media logarítmica queda de la siguiente forma:

$$LMTD_{Sobrecalentador} = \frac{(T_{1Gases} - T_{2Vapor}) - (T_{2Gases} - T_{1Vapor})}{\ln \left(\frac{T_{1Gases} - T_{2Vapor}}{T_{2Gases} - T_{1Vapor}} \right)} [^{\circ}C] \quad (4.47)$$

Donde T_{1Gases} y T_{2Gases} son las temperaturas de los gases medidas en la entrada y salida del sobrecalentador y T_{1Vapor} y T_{2Vapor} son las temperaturas del vapor medidos en la entrada y salida del sobrecalentador.

2) Determinación de la radiación intertubular en el sobrecalentador

De la ecuación (4.26) se tiene:

$$h_{gas(rad)} = h'_r \cdot K \cdot Fs$$

Para la obtención de F_s se utiliza la ecuación (4.27).

Para la obtención de h'_r se utiliza la figura (4.5) y se requiere conocer:

- *La diferencia de temperatura media logarítmica ($LMTD_{sobrecalentador}$).*
- *La temperatura de la superficie receptora (T_s).*

Para este caso supondremos que la temperatura de la superficie receptora es:

$$T_s = \frac{T_{1 \text{ Vapor}} + T_{2 \text{ Vapor}}}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.48)$$

Para la obtención de Kc se utiliza la figura (4.6) y se requiere conocer:

- *Tipo y poder calorífico del combustible.*
- *Longitud de radiación. Ver figura (4.7).*
- *Presión parcial de CO_2 y H_2O . Ver figura (4.8, 4.9 ó 4.10).*

3) Determinación del coeficiente de convección del lado de humos en el sobrecalentador

El coeficiente de convección se puede obtener con la ecuación (4.28).

$$h_{gas(conv)} = h'_c \cdot F_{pp} \cdot F_a$$

Para la obtención de h'_c se utiliza la figura (4.11) y se requiere conocer:

- *Gg= Velocidad másica de los gases de combustión. Ver ecuación (4.30).*
- *Dext= Diámetro externo del tubo del intercambiador.*

Para la obtención de F_{pp} se utiliza la figura (4.12) y se requiere conocer:

- *La temperatura de película de los humos.*
- *La humedad de la combustión (%). Ver figura (4.12).*

$$T_{pelicula \text{ humos}} = \frac{T_{1 \text{ vapor}} + T_{2 \text{ vapor}}}{2} + \frac{LMTD}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.49)$$

Para la obtención de F_a se utiliza la figura (4.13) y se requiere conocer:

- *El espaciado longitudinal y transversal de los tubos.*
- *El número de Reynolds del lado de los gases. Ver ecuación (4.32).*

4) Determinación del coeficiente de convección del lado del vapor en el sobrecalentador

Para el sobrecalentador la resistencia a la transferencia de calor a través de la película de vapor en el interior de los tubos no se puede considerar despreciable, tal como se hizo en el caso de la pantalla.

El coeficiente de convección se puede obtener con la ecuación (4.34).

$$h_{vapor(conv)} = h_i \cdot F_{PP} \cdot F_T \cdot \left(\frac{d_{int}}{d_{ext}} \right)^{0.2}$$

Para la obtención de h_i se utiliza la ecuación (4.35) o la figura (4.15) y se requiere conocer:

- $Gg =$ *Velocidad másica del vapor.*
- $D_{ext} =$ *Diámetro externo del tubo del intercambiador.*

Para la obtención de F_{PP} se utiliza la ecuación (4.38) o la figura (4.16) y se requiere conocer:

- *La temperatura de película de vapor.*
- *La presión del vapor.*

$$T_{Película\ vapor} = \frac{T_{vapor\ 1} + T_{vapor\ 2}}{2} [^{\circ}C] \quad (4.50)$$

5) *Determinación del coeficiente global de transferencia de calor real*

$$U = \frac{(h_{gas(rad)} + h_{gas(conv)}) \cdot h_{vapor}}{(h_{gas(rad)} + h_{gas(conv)}) + h_{vapor}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (4.51)$$

6) *Determinación del calor transferido real en el sobrecalentador*

De la ecuación (4.23) se tiene que:

$$q_{sobrecalentador} = U \cdot A_s (LMTD_{sobrecalentador})$$

7) *Determinación del factor de limpieza*

De la ecuación (4.40) se tiene que:

$$F_L = \frac{U}{U_{Teórico}}$$

8) *Determinación de la pérdida de tiro del lado de los gases en el sobrecalentador*

La pérdida de tiro en el sobrecalentador del lado de los humos se calcula con la ecuación (4.41).

$$\Delta P_{humos} = \xi \frac{30}{P_{barométrica}} \frac{T_{Gases}}{1,73 \cdot 10^5} \left(\frac{\dot{m}_g}{10^3} \right)^2$$

Para obtener la T_{Gases} ver la ecuación (4.42).

Para obtener ξ y se requiere conocer:

- λ = Coeficiente de rozamiento para tubos alineados. Ver figura (4.17).
- N = Número de filas de profundidad. Ver Tabla (4.1).
- F_{ψ} = Factor de profundidad. Ver figura (4.18).

4.2.5.3 Banco de caldera

La función del banco tubular de caldera es vaporizar el agua, al igual que la de los tubos de la pantalla, por lo que las ecuaciones que rigen la transferencia de calor para la pantalla son aplicables al banco de caldera; el calor se transfiere por convección y por radiación intertubular, la cual se puede considerar despreciable en este punto.

1) Cálculo de la diferencia de la temperatura media logarítmica para el banco de caldera

Se utiliza la ecuación (4.43).

$$LMTD_{Banco} = \frac{T_{1Gases} - T_{2Gases}}{\ln \frac{T_{1Gases} - T_S}{T_{2Gases} - T_S}}$$

Donde T_{1Gases} y T_{2Gases} son las temperaturas de los gases a la entrada y salida del banco.

2) Determinación del coeficiente de convección del lado de los humos para el banco de caldera

Este se calcula con la ecuación (4.28).

$$h_{gas(conv)} = h'_c \cdot F_{PP} \cdot F_a \cdot \Psi$$

Para la obtención de h'_c se utiliza la figura (4.11) y se requiere conocer:

- G_g = Velocidad másica de los gases de combustión. Ver ecuación (4.30).
- D_{ext} = Diámetro externo del tubo del intercambiador.

Para la obtención de F_{PP} se utiliza la figura (4.12) y se requiere conocer:

- La temperatura de película de los humos. Ver ecuación (4.44).
- La humedad de la combustión (%). Ver figura (4.12).

Para la obtención de F_a se utiliza la figura (4.13) y se requiere conocer:

- El espaciado longitudinal y transversal de los tubos.
- El número de Reynolds del lado de los gases. Ver ecuación (4.32).

3) **Determinación de la radiación intertubular en el banco de la caldera**

La radiación íntertubular viene dada por la ecuación (4.26).

$$h_{gas(rad)} = h'_r \cdot K_c \cdot F_s$$

Para la obtención de F_s se utiliza la ecuación (4.27).

Para la obtención de h'_r se utiliza la figura (4.5) y se requiere conocer:

- La diferencia de temperatura media logarítmica ($LMTD_{Banco}$).
- La temperatura de la superficie receptora (T_s).

Para la obtención de K_c se utiliza la figura (4.6) y se requiere conocer:

- Tipo y poder calorífico del combustible.

- *Longitud de radiación. Ver figura (4.7).*
- *Presión parcial de CO₂ y H₂O. Ver figura (4.8, 4.9 ó 4.10).*

4) *Determinación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor real*

De la ecuación (4.45) se tiene:

$$U = h_{gas} = h_{gas(rad)} + h_{gas(conv)}$$

5) *Calor total transferido en el banco de caldera*

De la ecuación (4.23) se tiene que:

$$q_{Banco} = U \cdot A_s(LMTD_{Banco})$$

6) *Determinación del factor de limpieza*

De la ecuación (4.40) se tiene:

$$F_L = \frac{U}{U_{Teórico}}$$

7) *Pérdida de tiro del lado de los gases en el banco de caldera*

Se calcula de la misma manera que se hizo en el sobrecalentador.

4.2.5.4 *Recalentador*

El estudio de este equipo se realizará básicamente igual al planteado para el sobrecalentador, la única diferencia será que para éste se considerará la radiación intertubular despreciable.

4.2.5.5 Economizador

1) Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica para el economizador

La ecuación queda de la siguiente forma suponiendo que el intercambiador es en contra corriente:

$$LMTD = \frac{(T_{1\text{ Gases}} - T_{2\text{ agua}}) \cdot (T_{2\text{ Gases}} - T_{1\text{ agua}})}{\ln\left(\frac{T_{1\text{ Gases}} - T_{2\text{ agua}}}{T_{2\text{ Gases}} - T_{1\text{ agua}}}\right)} [^{\circ}\text{C}] \quad (4.52)$$

Donde $T_{1\text{Gases}}$ y $T_{2\text{Gases}}$ son las temperaturas de los gases medidas en la entrada y salida del economizador y $T_{1\text{Agua}}$ y $T_{2\text{Agua}}$ son las temperaturas del agua medidos en la entrada y salida del economizador.

2) Determinación de la radiación intertubular en el economizador

De la ecuación (4.26) se tiene:

$$h_{gas(rad)} = h'_r \cdot K \cdot Fs \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \right]$$

Para la obtención de F_s se utiliza la ecuación (4.27).

Para la obtención de h'_r se utiliza la figura (4.5) y se requiere conocer:

- *La diferencia de temperatura media logarítmica ($LMTD_{Economizador}$).*
- *La temperatura de la superficie receptora (T_s).*

Para este caso supondremos que la temperatura de la superficie receptora es:

$$T_s = \frac{T_{1\text{ Agua}} + T_{2\text{ Agua}}}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.53)$$

Para la obtención de Kc se utiliza la figura (4.6) y se requiere conocer:

- *Tipo y poder calorífico del combustible.*
- *Longitud de radiación. Ver figura (4.7).*
- *Presión parcial de CO_2 y H_2O . Ver figura (4.8, 4.9 ó 4.10).*

3) Determinación del coeficiente de convección del lado de humos en el economizador

El coeficiente de convección se puede obtener con la ecuación (4.28).

$$h_{gas(conv)} = h'_c \cdot F_{PP} \cdot F_a$$

Para la obtención de h'_c se utiliza la figura (4.11) y se requiere conocer:

- *G_g = Velocidad másica de los gases de combustión. Ver ecuación (4.30).*
- *D_{ext} = Diámetro externo del tubo del intercambiador.*

Para la obtención de F_{PP} se utiliza la figura (4.12) y se requiere conocer:

- *La temperatura de película de los humos.*

- *La humedad de la combustión (%). Ver figura (4.12).*

$$T_{\text{película humos}} = \frac{T_{1\text{ agua}} + T_{2\text{ agua}}}{2} + \frac{LMTD}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.54)$$

Para la obtención de F_a se utiliza la figura (4.13) y se requiere conocer:

- *El espaciado longitudinal y transversal de los tubos.*
- *El número de Reynolds del lado de los gases. Ver ecuación (4.32).*

4) Determinación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor real

De la ecuación (4.45).

$$U = h_{\text{gas}} = h_{\text{gas}(\text{rad})} + h_{\text{gas}(\text{conv})}$$

5) Determinación del calor transferido real en el economizador

De la ecuación (4.23) se tiene que:

$$q_{\text{Economizador}} = U \cdot A_s (LMTD_{\text{Economizador}})$$

6) Determinación del factor de limpieza

De la ecuación (4.40) se tiene que:

$$F_L = \frac{U}{U_{\text{Teórico}}}$$

7) Determinación de la pérdida de tiro del lado de los gases en el economizador

Se realiza de la misma forma que se hizo en el sobrecalentador.

4.2.5.6 Calentador de aire

El calentador de aire es el último componente de transferencia de calor que se encuentra en el flujo de humos, antes de alcanzar éstos la chimenea. El estudio se realizará para un calentador de aire del tipo recuperativo como el que se muestra en la figura (4.20).

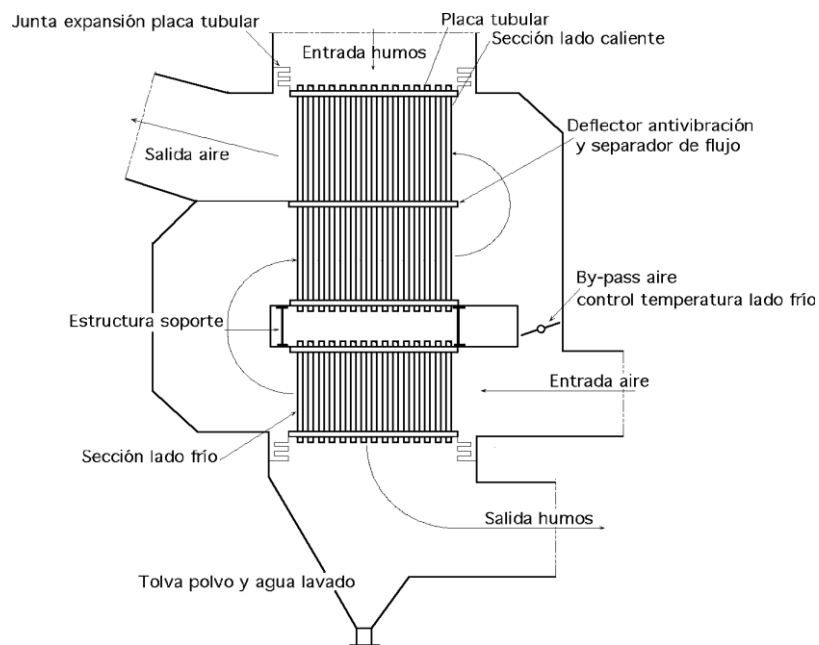


Figura 4. 20 Calentador de aire del tipo recuperativo

La Transferencia de Calor en el calentador de aire se determina en la forma:

$$q_{\text{Calentador_aire}} = UAF(LMTD) = m_g \cdot C_{p_{\text{gas}}} \cdot (\Delta T_{\text{Gases}}) = m_a \cdot C_{p_{\text{aire}}} \cdot (\Delta T_{\text{aire}}) \quad (4.55)$$

Donde:

$$\Delta T_{Gases} = T_{1Gases} - T_{2Gases}$$

T_{1Gases} = Temperatura de los gases a la salida del economizador

T_{2Gases} = Temperatura de los gases a la salida del calentador de aire

$$\Delta T_{aire} = T_{2aire} - T_{1aire}$$

T_{1aire} = Temperatura del aire a la entrada del calentador de aire

T_{2aire} = Temperatura del aire a la salida del calentador de aire

F = Factor de corrección para flujo cruzado

- 1) *Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica en el calentador de aire*

$$LMTD_{calentador} = \frac{(T_{1Gases} - T_{2aire}) - (T_{2Gases} - T_{1aire})}{\ln\left(\frac{T_{1Gases} - T_{2aire}}{T_{2Gases} - T_{1aire}}\right)} [^{\circ}C] \quad (4.56)$$

- 2) *Cálculo de la temperatura de película del aire y de los humos*

$$T_{pelicula\ aire} = \frac{T_{1aire} + T_{2aire}}{2} + \frac{LMTD}{4} [^{\circ}C] \quad (4.57)$$

$$T_{pelicula\ humos} = \frac{T_{1Gases} + T_{2Gases}}{2} + \frac{LMTD}{4} [^{\circ}C] \quad (4.58)$$

- 3) *Determinación del coeficiente de transferencia de calor del lado de los gases en el calentador*

En el calentador que se está estudiando el flujo de los humos pasa dentro de las tuberías y el aire por el exterior de éstos.

El coeficiente de convección se puede obtener con la ecuación

$$h_{gas(conv)} = h_c \cdot F_{PP} \cdot F_T \cdot \left(\frac{d_{int}}{d_{ext}} \right)^{0.2} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (4.59)$$

Para la obtención de h_c se utiliza la ecuación (4.29) o la figura (4.11) y se requiere conocer:

- Gg = Velocidad másica de los humos.
- D_{ext} = Diámetro externo del tubo del intercambiador.

Para la obtención de F_{PP} se utiliza la ecuación (4.31) o la figura (4.12) y se requiere conocer:

- La temperatura de película de los humos. Ver ecuación (4.58).
- La presión del vapor.

4) Determinación del coeficiente de convección del lado del aire en el calentador

El coeficiente de convección se puede obtener con la ecuación

$$h_{airs(conv)} = h'_c \cdot F_{PPairs} \cdot F_\alpha \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (4.60)$$

Para la obtención de h'_c se utiliza la ecuación (4.29) o la figura (4.11) y se requiere conocer:

- Gg = Velocidad másica del aire. Ver ecuación (4.30).

- D_{ext} = Diámetro externo del tubo del intercambiador.

Para la obtención de F_{pp} se utiliza la figura (4.21) y se requiere conocer:

- La temperatura de película del aire. Ver ecuación (4.57).
- La humedad de la combustión (%). Ver figura (4.12).

Para la obtención de F_a se utiliza la figura (4.13) y se requiere conocer:

- El espaciado longitudinal y transversal de los tubos.
- El número de Reynolds del lado del aire. Ver ecuación (4.32).

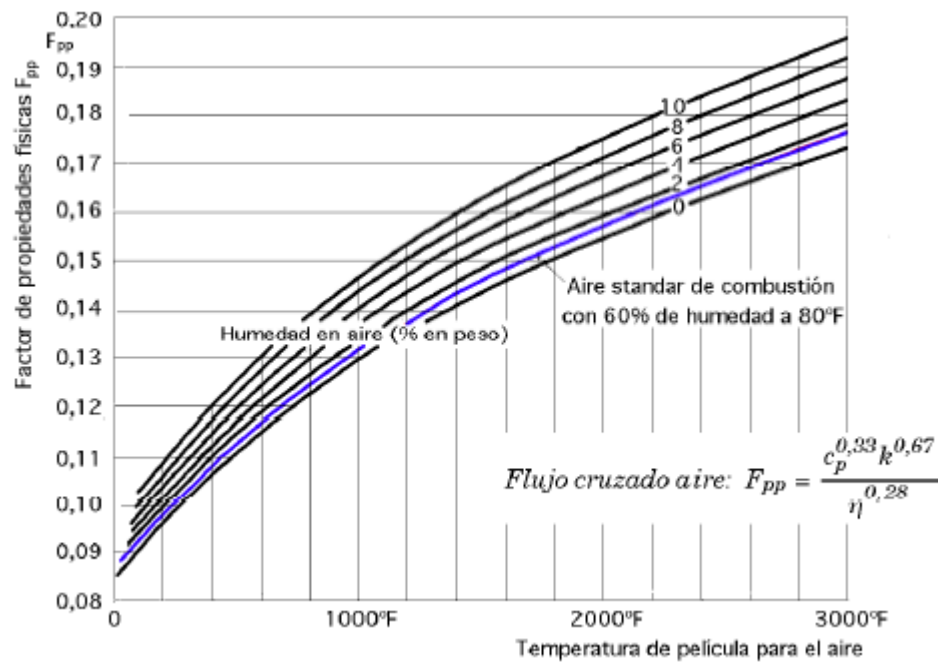


Figura 4. 21Factor de propiedades físicas F_{pp} , para el aire en flujo cruzado

5) Determinación del coeficiente global de transferencia de calor real

$$U = \frac{h_{gas} \cdot h_{aire}}{h_{gas} + h_{aire}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (4.61)$$

6) *Determinación del calor transferido real*

De la ecuación (4.55) se tiene:

$$q_{calentador\ real} = U \cdot As(LMTD_{calentador})$$

7) *Factor de limpieza*

De la ecuación (4.40) se tiene:

$$F_L = \frac{U}{U_{Teórica}}$$

8) *Pérdida de tiro del lado del aire*

Se calcula de la misma forma que en los casos anteriores, solo que en lugar de los humos se utilizan los datos del aire.

4.2.6 Comparación de resultados

Una vez finalizados los cálculos es posible comparar el estado operacional real de los equipos con el de diseño y así verificar si los mismos están trabajando bajo las condiciones de diseño o no.

Tabla 4. 6 Comparación de los resultados con los datos de diseño

Datos del paso convectivo		Diseño	Real
Superficie (m ²)	As		

Calor intercambiado (W)	q		
Caída de presión en el intercambiador (Pa)	p		
Factor de limpieza de los tubos	FL		
Coefficiente global de transferencia ($W/m^2\text{°C}$)	U		
Flujo de agua, vapor o gases según sea el caso (kg/h)	m		
Temperatura de entrada de los gases o aire (°C)	T		
Temperatura de salida de los gases o aire (°C)	T		
Temperatura de entrada del agua o vapor (°C)	ΔT		
Elevación temperatura del agua o vapor (°C)	Ts		
Velocidad del agua o vapor en los tubos (m/s)	G		

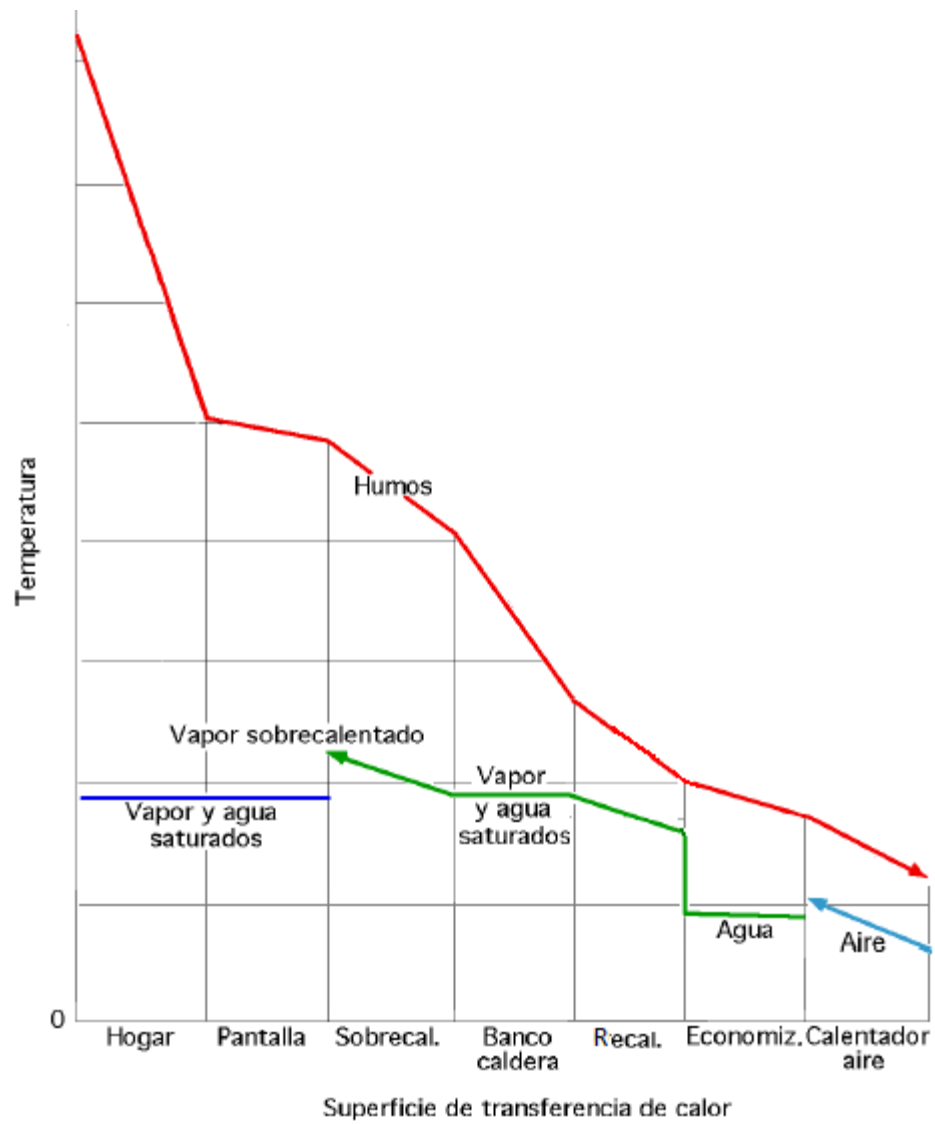


Figura 4. 22 Superficie de transferencia de calor

4.3 VENTILADOR DE TIRO FORZADO

Si de las pruebas realizadas se llega a la conclusión que es requerido un aumento en el flujo de vapor para alcanzar el aumento de potencia estimado, será necesario entonces evaluar el ventilador de tiro forzado ya que para generar más vapor se necesitará más combustible y por consiguiente un mayor flujo de aire que deberá ser capaz de manejar el ventilador.

4.3.1 Base teórica

Se plantearán las ecuaciones y gráficos que se necesitan para determinar el nuevo punto de trabajo del ventilador.

La ecuación general para este estudio es:

$$PT = PE + PV \quad (4.62)$$

Donde:

$PT =$ Presión total.

$PE =$ Presión estática.

$PV =$ Presión dinámica.

La presión estática PE representa las pérdidas del sistema, por lo cual es la que se considera más importante en estos estudios. Se realizará el estudio con las válvulas completamente abiertas para determinar el nuevo punto de trabajo.

4.3.1.1 Pérdidas de carga

- Pérdidas en tramos rectos
- Pérdidas en accesorios

➤ Pérdidas en calentador de aire

$$PE = \Delta p_{\text{Tramo recto}} + \sum \Delta p_{\text{Accesorios}} + \Delta p_{\text{Intercambiador}} \quad (4.63)$$

Pérdidas en tramos rectos

Se calcula por la ecuación de Darcy que contempla la longitud de la conducción, el llamado diámetro hidráulico, la velocidad y densidad del aire y el coeficiente de rozamiento que depende del número de Reynolds.

Calcular las pérdidas con estas ecuaciones resulta engorroso y, con todo, sólo lleva a resultados aproximados. De ahí que la forma práctica de hacerlo es recurriendo a nomogramas y son válidos para la rugosidad de materiales habitualmente usados.

$$\Delta p_{\text{Tramo recto}} = \frac{\Delta p_0}{328} * \frac{(T_o + 273,15)}{(T_{\text{Real}} + 273,15)} * L_{\text{Ducto}} [Pa] \quad (4.64)$$

Donde:

T_o = Temperatura estándar del aire (21 °C)

T_{Real} = Temperatura real del aire (°C)

$\Delta p_0/328$ = Pérdida por fricción. Ver figuras (4.23 y 4.24).

L_{Ducto} = Longitud total del ducto (m).

$\Delta p_{\text{Tramo recto}}$ = Pérdida de carga en tramo recto (Pa).

Longitud del ducto

Ésta se determina con la medición directa en sitio.

Pérdidas por fricción

De la figura (4.23 y 4.24) se puede obtener $\Delta p_0/328$ y se requiere conocer:

- *Caudal (CPM) (Pies cúbicos por minuto).*
- *Diámetro del ducto.*

Si el ducto es cuadrado o rectangular se debe calcular un diámetro equivalente para poder utilizar la figura (1).

$$D_{\text{equivalente}} = \frac{1,3 * (ab)^{5/8}}{(a + b)^{1/4}} [m] \quad (4.65)$$

Donde a y b son el alto y ancho del conducto en pulgadas (m).

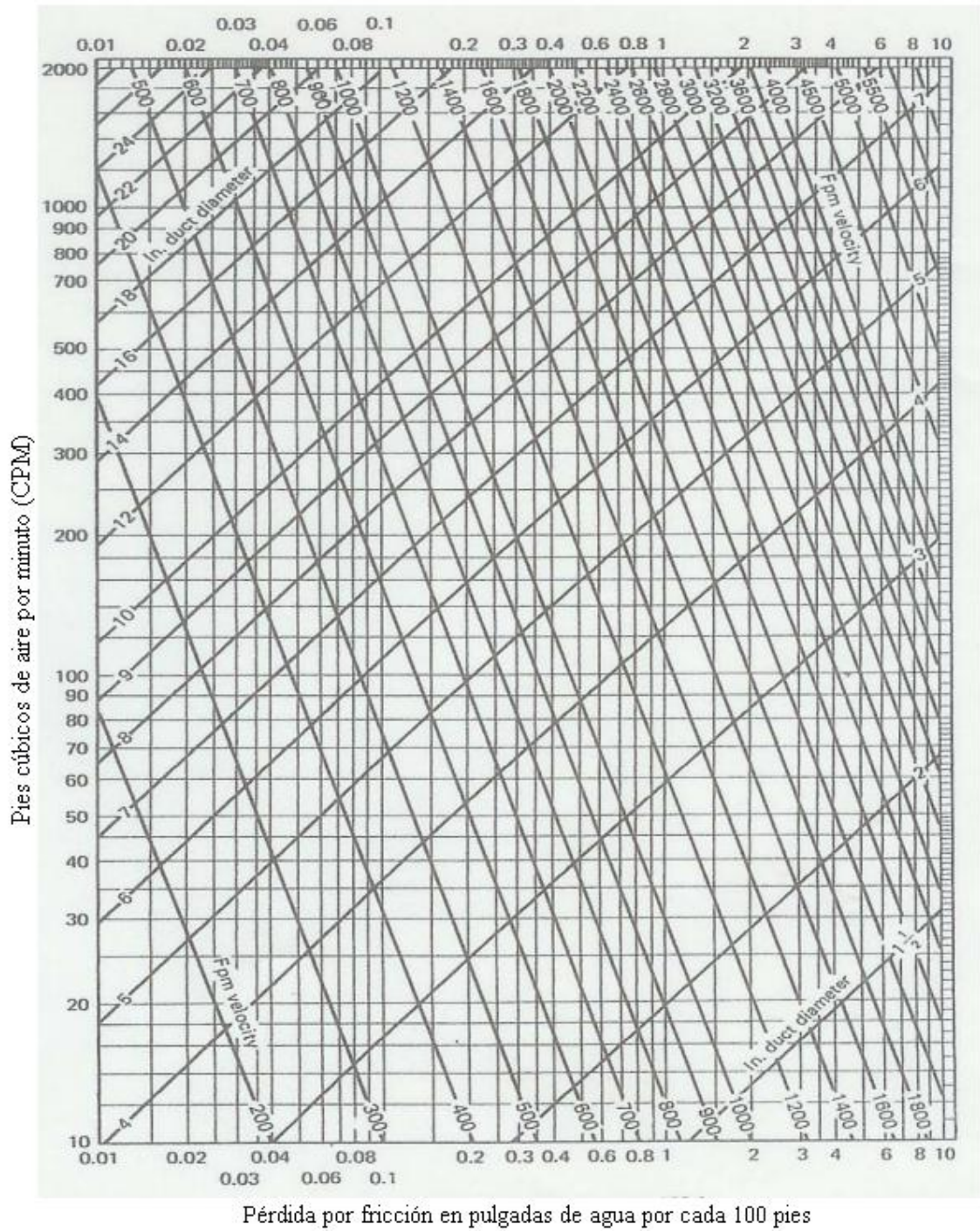


Figura 4. 23 Pérdidas por fricción (referida a T=21 °C) (1in H₂O = 249,08 Pa y 1 ft =0.304 m)

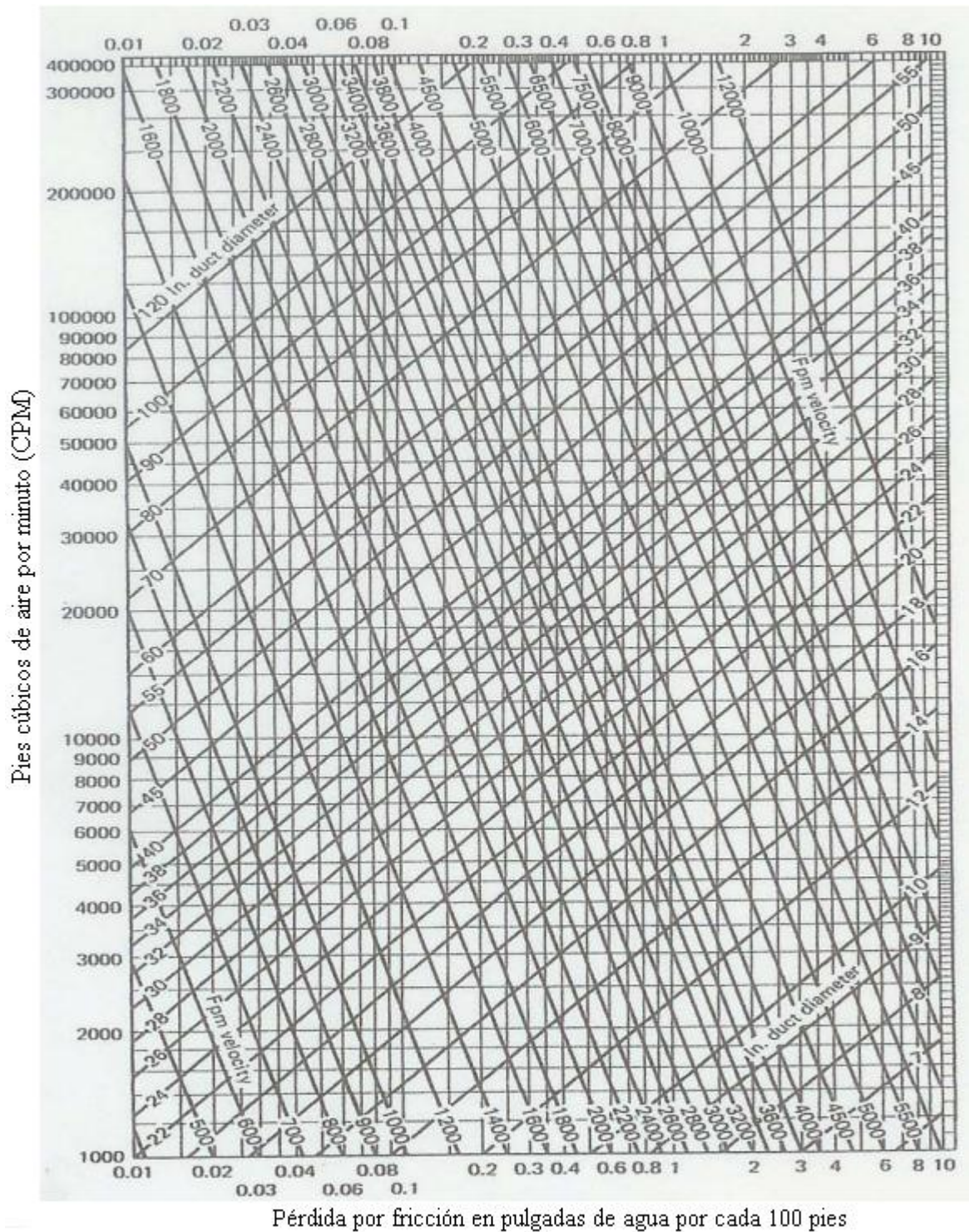


Figura 4. 24 Pérdidas por fricción (referida a T=21 °C) (1in H₂O = 249,08 Pa y 1 ft =0.304 m)

Pérdidas en el calentador de aire

$$\Delta p_{\text{Intercambiador}} = \Delta p_o * \frac{(T_o + 273,15)}{(T_E + 273,15)} * \left(\frac{Q}{Q_o}\right)^2 * \frac{(T_E + T_S + 546,3)}{2 * (T_E + 273,15)} \quad (4.66)$$

Donde:

Δp_o = Caída de presión en el intercambiador dada por el fabricante (Pa).

T_o = Temperatura estándar del aire 21 °C.

T_E = Temperatura del aire a la entrada del intercambiador (°C).

T_S = Temperatura del aire a la salida del intercambiador (°C).

Q_o = Caudal referido a condiciones estándar (CPM).

Q = Caudal real (CPM).

El caudal real se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{real}} = Q_o * \left(\frac{T_{\text{real}} + 273,15}{T_o + 273,15}\right) \quad (4.67)$$

Pérdidas en accesorios

Se utilizará el método del coeficiente “n” el cual se basa en la pérdida de carga en unidades de presión total PT de un elemento de la conducción en función de la presión dinámica PV del aire que circula.

$$\Delta p_{\text{Accesorios}} = n * PV \quad (4.68)$$

Donde:

$$PV = 9,806 \cdot \frac{V^2}{16,32} [Pa] \quad (4.69)$$

$$V = \frac{Q_{real}}{A_{Ducto}} [m/s] \quad (4.70)$$

$$A_{Ducto} = a * b \quad \text{ó} \quad A_{Ducto} = \frac{\pi * D_{int}^2}{4} [m^2] \quad (4.71)$$

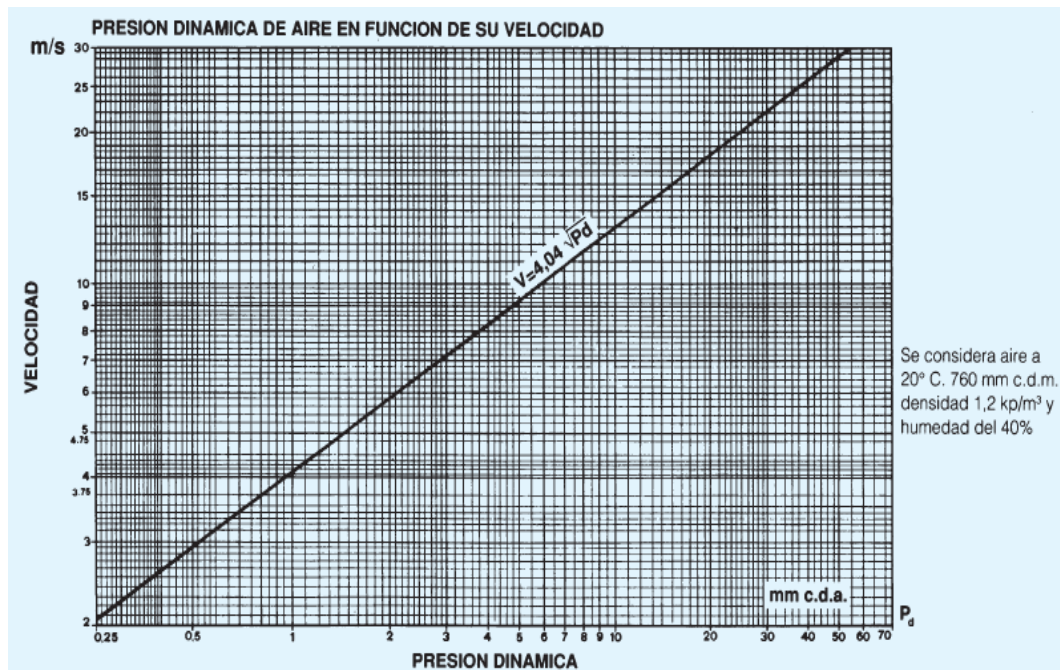


Figura 4. 25 Presión dinámica

Para determinar el coeficiente "n" se utilizan las figuras del anexo (B)

4.3.1.2 Curva del sistema

Conocida la carga estática del ventilador PE para un caudal determinado Q es posible obtener un punto de la curva del sistema. Para obtener el resto de los puntos

de dicha curva se puede asumir que las pérdidas en el sistema serán el cuadrado del caudal, obteniendo la siguiente ecuación.

$$PE = aQ^2 \quad (4.72)$$

$$a = \frac{PE}{Q^2}$$

Donde:

$a = \text{Constante (Pa /CPM)}$

4.3.1.3 Curva característica del ventilador

El funcionamiento de un ventilador viene determinado por sus curvas características respecto a las variables involucradas en su operación como lo son: el caudal a manejar (Q), la presión estática (PE), la potencia consumida (P), la velocidad de giro (n), el diámetro del rotor (D) y el rendimiento (η)

Para valores de densidad del fluido, diámetro del rotor y velocidad de giro del ventilador determinados se pueden obtener la curvas de PE vs Q, P vs Q, η vs Q que representan todos los posibles estados de estas variables en los que el ventilador puede operar.

4.3.2 Información requerida

- *Conocer las longitudes y diámetros de todos los ductos que posea el sistema.*
- *Conocer la cantidad y tipo de válvulas que posee el sistema que se desea estudiar.*
- *Conocer el número de accesorios de derivación, reducción, ampliación y desviación que pueda tener el sistema.*

- *Tener a la mano las curvas características de las bombas que son proporcionadas por el fabricante.*
- *Conocer las condiciones de trabajo estándar del equipo.*
- *Temperatura de entrada del aire al ducto.*
- *Temperatura de entrada del aire al calentador de aire.*
- *Temperatura de salida del aire del calentador de aire.*
- *Caudal de aire (CPM)*

4.3.3 Procedimiento para determinar el punto de trabajo

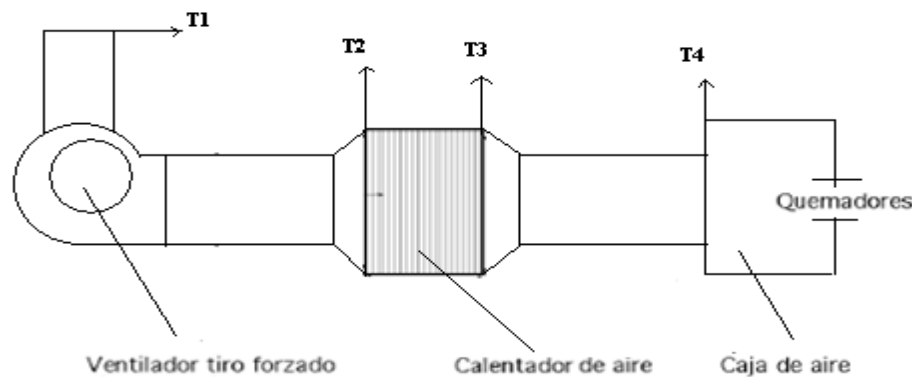


Figura 4. 26 Esquema de un sistema de ventilación

1) *Determinación de la caída de presión en tramos rectos*

Haciendo uso de la ecuación (4.64) y de las figuras (4.23) y (4.24) es posible estimar la caída de presión en los tramos rectos del ducto.

$$\Delta p_{\text{Tramo recto}} = \frac{\Delta p_0}{328} * \frac{(T_o + 273,15)}{(T_{\text{Real}} + 273,15)} * L_{\text{Ducto}}$$

2) *Determinación de la caída de presión en el calentador*

Tomando como referencia la figura (4.26) se tiene que la caída de presión para las condiciones de funcionamiento real es.

$$\Delta p_{Intercambiador} = \Delta p_o * \frac{(T_o + 273,15)}{(T_2 + 273,15)} * \left(\frac{Q}{Q_o}\right)^2 * \left(\frac{T_2 + T_3 + 546,3}{2(T_2 + 273,15)}\right)$$

3) *Determinación de la caída de presión en los accesorios*

Haciendo uso de la ecuación (4.65) y las figuras que se encuentran en los anexos (B) es posible calcular las pérdidas en los accesorios.

$$\Delta p_{Accesorios} = \sum n * PV$$

4) *Determinación de la presión estática en el ventilador*

De la ecuación (4.63) es posible determinar la presión estática para un caudal.

$$PE = \Delta p_{Tramo recto} + \sum \Delta p_{Accesorios} + \Delta p_{Intercambiador}$$

5) *Construcción de la curva del sistema*

Conocida la presión estática para un caudal, es posible ahora obtener la curva del sistema haciendo uso de la ecuación (4.72), en la cual se varía el caudal.

$$PE = aQ^2$$

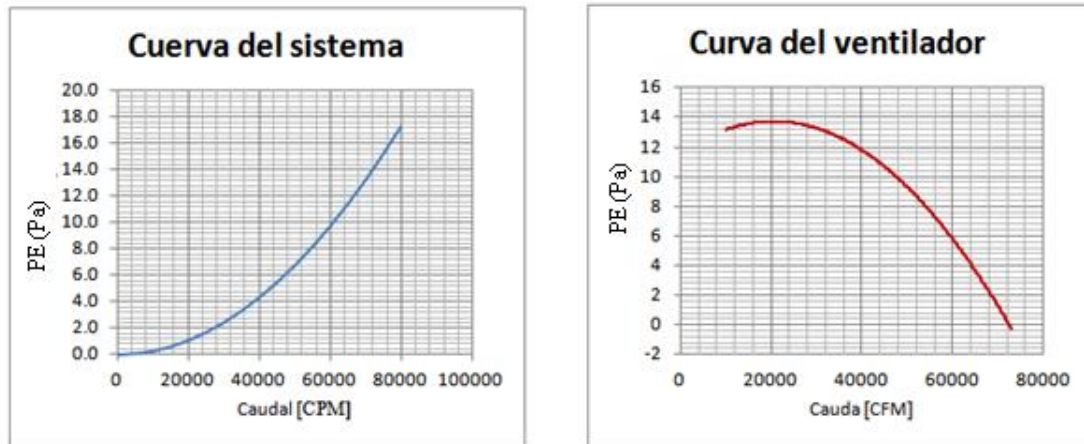


Figura 4. 27 Ejemplo de una curva del sistema y curva del ventilador

6) Determinación del punto de trabajo

Una vez conocida la curva del sistema y la curva del ventilador se interceptan las mismas y se obtiene así el punto de trabajo del mismo.

Se debe considerar que las curvas características de un ventilador vienen referidas para una temperatura estándar del aire que suele ser 70 °F, si el aire se precalienta antes de pasar por el ventilador entonces será necesario encontrar una nueva curva del ventilador que corresponda con las condiciones de operación. Para ello se utilizan las siguientes ecuaciones.

$$PE_{real} = PE_{Diseño} \cdot \frac{(T_o + 273,15)}{(T_{Real} + 273,15)} \quad (4.73)$$

Donde se evalúa la presión estática real (PE) para distintos caudales.

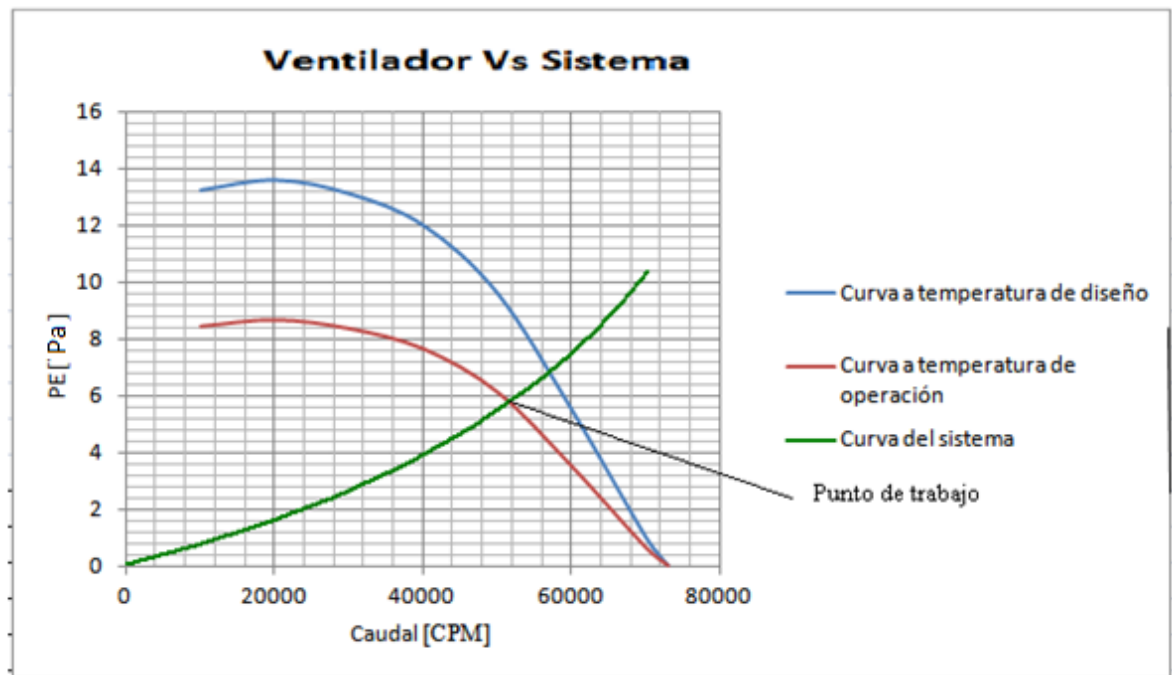


Figura 4. 28 Punto de trabajo de un ventilador

Evaluación operacional de la turbina de vapor

CAPÍTULO

V

*En este capítulo se presenta de
forma detallada el estudio termodinámico
de la turbina de vapor.*

CAPÍTULO V

5.1 TURBINAS A VAPOR

Se considera el estudio termodinámico para Turbinas a Vapor de condensación. Esta evaluación hará posible la cuantificación de las pérdidas de eficiencia y potencia interna que son causadas por el desgaste de los componentes del canal de flujo, además de que se podrán identificar cuáles presentan deficiencia en su operación.

Es importante señalar que en este capítulo se presentarán las ecuaciones básicas que se deben conocer para entender el funcionamiento de una turbina, pero se recomienda el uso de programas computacionales que permiten obtener resultados precisos. Para llevar a cabo el estudio, se requiere la información de diseño de los equipos, de los datos históricos de operación a carga máxima registrados en el cuarto de control y de los datos tomados de las pruebas con válvulas totalmente abiertas. En la información de diseño requerida se debe contemplar los balances térmicos del fabricante en condición de válvulas totalmente abiertas, diagrama de tuberías e instrumentación y la hoja de especificaciones de los equipos. Se contemplarán también las siguientes especificaciones mostradas en la siguiente tabla.

5.1.1 Información requerida

Tabla 5. 1 Datos técnicos de la Turbina a Vapor

Datos técnicos de la turbina de vapor	
Marca o fabricante	
Tipo	
Capacidad nominal (KW)	
Presión del vapor principal (Pa)	
Temperatura del vapor principal(°C)	
Velocidad específica (rpm)	
Número de extracciones	
Eficiencia %	
Consumo específico de vapor(kg/KWh)	

Conocidos los principales parámetros de operación de la unidad (valores de temperatura, presión y caudal a la entrada de la turbina), se realiza el análisis termodinámico de la misma a partir de los balances térmicos obtenidos, a fin de determinar las condiciones de operación de los componentes de la unidad en general e identificar las causas de desviación del modo de operación normal de trabajo, en caso de que existiera, además de poder evaluar la eficiencia, potencia y consumo térmico de la unidad para comparar estos parámetros con los otorgados por el fabricante. Este análisis permitirá la programación y puesta en práctica de un conjunto de actividades de mantenimiento y mejoras orientadas a lograr el retorno de la unidad a su condición de diseño o de ser necesario aumentar la capacidad de la misma, ganando así vida útil y aumentando su disponibilidad.

5.1.2 Bases teóricas

Partiendo de la primera ley de la termodinámica y realizando las siguientes suposiciones se tiene:

- *Flujo estacionario.*
- *Flujo uniforme.*
- *Proceso adiabático.*

5.1.2.1 Trabajo isoentrópico

La ecuación general del trabajo isoentrópico en la turbina será:

$$l_s = h_{OE} - h_{OSs} \quad (5.1)$$

Indica el estado de estancamiento isoentrópico.

$$l_s = h_E - h_{Ss} + \frac{1}{2}(C_E^2 - C_{Ss}^2) \quad (5.2)$$

Donde:

$l_s =$ Trabajo isoentrópico.

$h_E =$ Entalpía de entrada a la etapa de la turbina.

$h_{SS} =$ Entalpía isoentrópica a la salida de la etapa de la turbina.

$C_E =$ Velocidad de entrada a la etapa de la turbina.

$C_{ss} =$ Velocidad isoentrópica a la salida de la etapa de la turbina.

5.1.2.2 Trabajo real

Se conocerá el trabajo real:

$$l_i = l_s - \sum l_{etapa} \quad (5.3)$$

Donde:

$l_i =$ Trabajo real

$$\sum l_{etapa} = \text{Pérdidas en la etapa}$$

Se tendrá entonces:

$$\sum l_{etapa} = l_{tobera} + l_{alabes\ móviles} + l_{salida} + l_{intersticiales} + l_{rv} + l_{externas} \quad (5.4)$$

5.1.2.3 Pérdidas en la etapa

En una Turbina de este tipo se tiene una etapa de acción en la zona de alta presión seguido de varias etapas de reacción. Como la geometría de los álabes varía de acuerdo a cómo se expande el vapor es importante tener claro que las pérdidas se deberán calcular etapa por etapa.

Las pérdidas a considerar serán las siguientes:

- Pérdidas internas
- Pérdidas externas

Perdidas internas

- *Pérdidas en las toberas o coronas fijas.*
- *Pérdidas en las coronas móviles.*
- *Pérdidas por velocidad de salida.*
- *Pérdidas intersticiales internas.*
- *Pérdidas por rozamiento y ventilación.*
- *Pérdidas en las toberas o coronas fijas.*

Las pérdidas en las toberas estarán relacionadas en forma directa con la disminución de energía cinética del fluido a causa de la fricción entre el mismo y las paredes de las toberas, al rozamiento existente entre las partículas del fluido y también dependiendo si el fluido es laminar o turbulento.

Las pérdidas por fricción en toberas varían dependiendo del tipo de etapa, si es de reacción o de acción.

Se predice que las pérdidas en la velocidad del fluido que proviene de las toberas se deben al coeficiente de velocidad. Este coeficiente depende fundamentalmente de las dimensiones de la tobera, tales como: longitud, altura, curvatura, rugosidad de las paredes, así como de la velocidad del fluido, agregado a esto las condiciones de

expansión. El coeficiente de velocidad podrá tener valores entre 0,93 y 0,97, esto dependiendo de la rugosidad de la tobera.

Se expresarán analíticamente, de forma siguiente:

$$l_{tobera} = \frac{C_{1s}^2 - C_1^2}{2g} \quad (5.5)$$

Donde:

$$C_{1s} = \sqrt{2(h_0 - h_{1s})} \quad (5.6)$$

$$C_1 = \sqrt{2\eta_{tob}(h_0 - h_{1s})} \quad (5.7)$$

$$\eta_{tob} = \frac{C_1^2}{C_{1s}^2} \quad (5.8)$$

Donde:

h_0 = Entalpía de entrada a la etapa.

h_{1s} = Entalpía isoentrópica a la salida de la etapa.

η_{tob} = Eficiencia de la tobera

Pérdidas en las coronas móviles

Las pérdidas en la corona móvil serán las asociadas a los alabes móviles debido a la fricción del vapor y a otros factores tales como:

- *Pérdidas causadas por la fricción, representado por el coeficiente de velocidad en las etapas de acción.*

- *Los chorros definidos de flujo que salen de las toberas tienden a mezclarse en el espacio comprendido entre la fila de toberas y la fila de álabes móviles. Esta mezcla induce la formación de turbulencia afectando el coeficiente de velocidad y la uniformidad del flujo que entra al conjunto de álabes móviles.*
- *Pérdidas de energía producidas por el choque del flujo de vapor con el borde de los álabes móviles*

De esta manera las pérdidas quedarán manifestadas bajo la siguiente expresión:

$$l_{\text{álabes móviles}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \text{ Si es una turbina de acción} \quad (5.9)$$

$$l_{\text{álabes móviles}} = \frac{w_{2s}^2 - w_2^2}{2g} \text{ Si la turbina es de reacción.} \quad (5.10)$$

Pérdidas por velocidad de salida

Estas pérdidas son originadas por energía cinética de salida, ya que el vapor inevitablemente debe tener cierta velocidad para salir de la turbina. Analíticamente se expresarán de forma siguiente:

$$l_{\text{salida}} = (1 - m) * \frac{C_2^2}{2g} \quad (5.11)$$

Pérdidas intersticiales internas

Estas pérdidas se producirán tanto en la corona fija como en la corona móvil. Son causa de que el caudal útil, que transforma su energía en los álabes, sea menor al caudal suministrado. Se considera una pérdida externa porque ella produce una

disminución considerable en el salto entálpico. Estarán expresadas bajo la siguiente expresión:

$$l_{intersticial} = h_2 - h_{2s} = \frac{\Delta h_s * \dot{m}_{fuga}}{\dot{m}_v} \quad (5.12)$$

Donde:

h_2 = Entalpía final del escalonamiento real.

h_{2s} = Entalpía final isoentrópicas del escalonamiento.

m_{Fuga} = Flujo másico perdido.

Pérdidas por rozamiento y ventilación

Estas pérdidas surgen motivadas a que en los álabes no activos de la turbina no reina el vacío, penetrando en ellos el fluido que es impulsado por los álabes, absorbiendo parte de la energía comunicada al rodete.

Estas pérdidas son estimadas a partir de una fórmula que engloba en una sola expresión ambas pérdidas. La expresión es la siguiente:

$$l_{rv} = \alpha(1,07d_m^2 + 0,61(1 - e)D_m * l^{1,5}) * \left(\frac{u}{100}\right)^3 * \rho \quad (5.13)$$

Donde:

D_m = Diámetro medio del rodete.

l = Longitud radial de los alabes.

$u =$ Velocidad periférica.

$\rho =$ Densidad del fluido

En el mismo orden de ideas, se presenta un breve estudio de los respectivos triángulos de velocidades para una turbina de vapor.

En la figura se muestra una forma esquemática general de una turbina axial, así como también sus triángulos de velocidades.

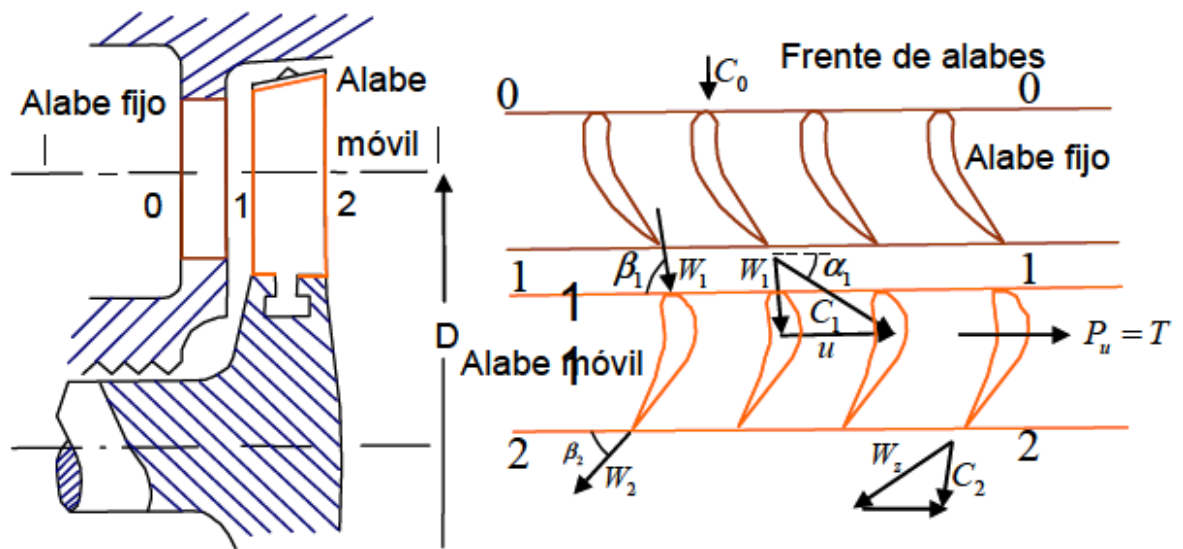


Figura 5. 1 Esquema general de la etapa de una turbina de vapor axial

Se deben estudiar las variables del flujo en la sección meridional de la línea de corriente.

Según la figura (5.2), la entrada del álabe rotor se identifica con el índice 1 y el estado después del álabe del rotor con el índice 2. Se observa también que hay un índice 0; éste representa las condiciones de entrada antes de la entrada del estator o álabes estacionarios.

A continuación se muestran los triángulos de velocidades para la configuración anterior:

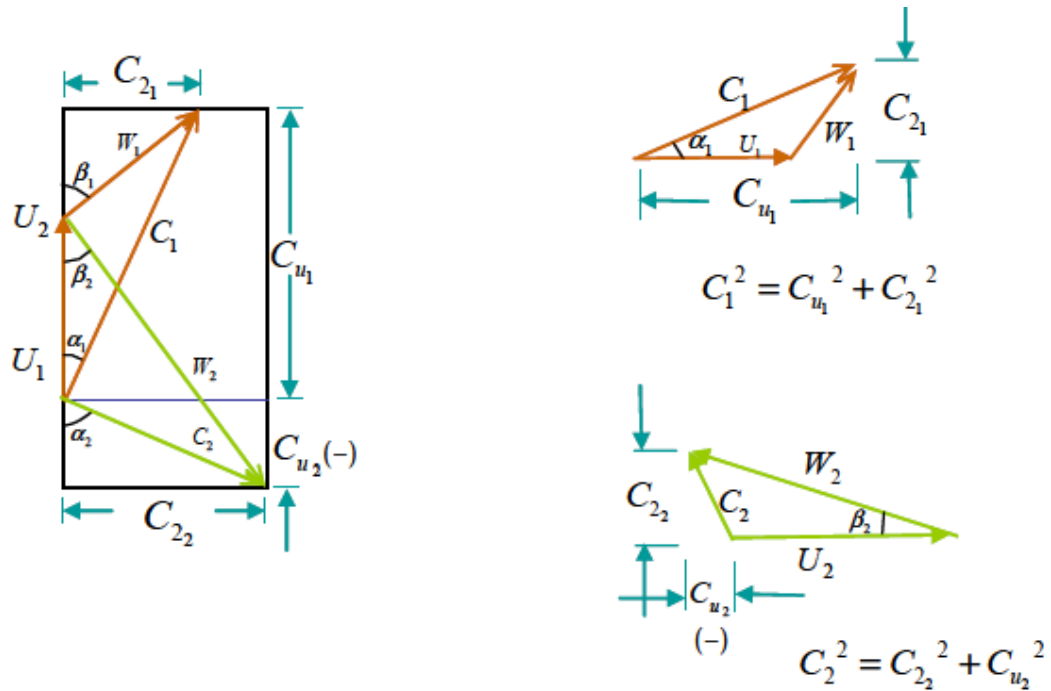


Figura 5. 2 Triángulos de velocidades a la entrada y salida del paso de turbina axial mostrado.

Donde:

α = Ángulo de flujo.

β = Ángulo de flujo.

C = Velocidad absoluta

u = Velocidad periférica.

w = Velocidad relativa.

PU = Fuerza periférica.

Velocidad relativa

$$w = C - u \quad (5.14)$$

Velocidad absoluta

$$C = u - w \quad (5.15)$$

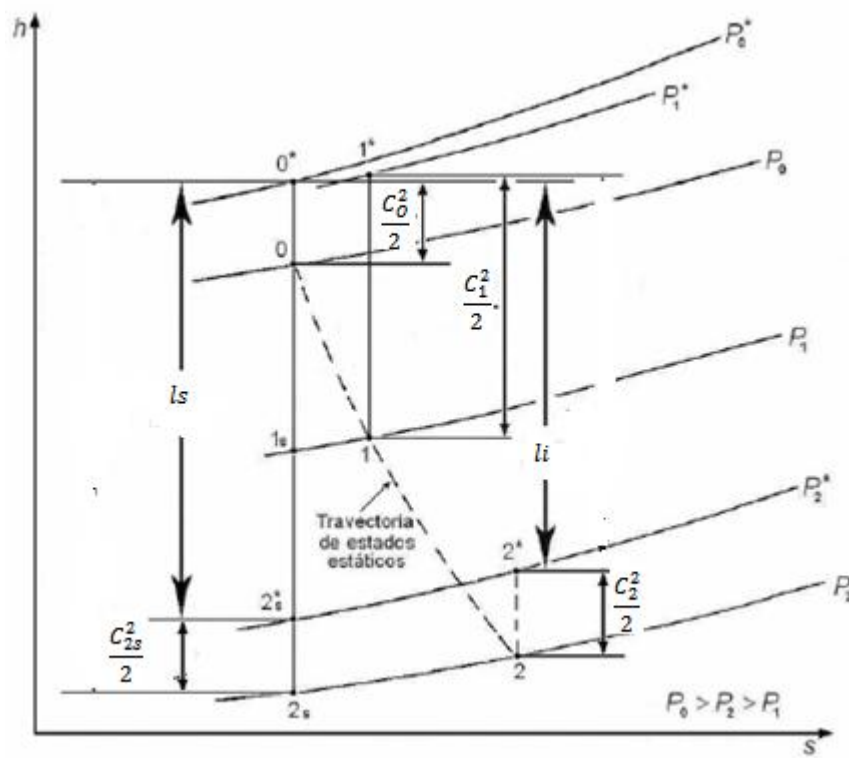


Figura 5. 3 Diagrama h-s del paso completo de una turbina de vapor

Pérdidas externas

- *Pérdidas intersticiales externas.*
- *Pérdidas mecánicas.*

- *Pérdidas por radiación y conducción de calor al exterior.*
- *Pérdidas intersticiales externas.*

Éstas se producirán entre el juego existente entre la carcasa y el eje, serán de menor importancia con respecto a las pérdidas intersticiales internas, sin embargo son incluidas en la sumatoria de las pérdidas totales. Se pueden considerar despreciables si se reduce el juego y se utilizan sellos de vapor.

Para su determinación se asumirán estas pérdidas como pérdidas de caudal, entonces se representarían bajo la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{Fuga} = \dot{m}_e + \dot{m}_i \quad (5.16)$$

$$\dot{m}_v - \dot{m}_{Fuga} = \text{Flujo útil} \quad (5.17)$$

Donde:

$$\dot{m}_{Fuga} = \text{Flujo másico perdido}$$

$$\dot{m}_e = \text{Flujo másico perdido en el exterior}$$

$$\dot{m}_i = \text{Flujo másico perdido en el interior}$$

Pérdidas mecánicas

Son consideradas estas pérdidas función de la velocidad y no del gasto másico, en estas pérdidas se consideran:

- *Pérdidas por rozamiento en los cojinetes.*
- *Pérdidas por rozamiento en las empaquetaduras.*
- *Pérdidas en la transmisión.*
- *Pérdidas en aparatos auxiliares.*

- *Pérdidas por radiación de calor y conducción de calor al exterior.*

Reducen la energía transmitida a la máquina, además de producir una caída en la entalpía del fluido. Por lo general las pérdidas al exterior son pequeñas y muchas veces se consideran despreciables, motivado a que las altas temperaturas suelen presentarse solo en los primeros escalonamientos.

5.1.2.4 Potencia de la turbina

Identificadas y analizadas las pérdidas existentes en la turbina, será posible conocer las siguientes potencias relacionadas con la misma:

Potencia hidráulica

$$Ph = mv \cdot ls \quad (5.18)$$

mv = Rata de Flujo de vapor

ls = Trabajo específico isotrópico

Potencia interna

$$Pi = (miv - m_{fuga}) (ls - \sum l_L) - Pr - Pv - Pa \quad (5.19)$$

Donde:

Pr = Rozamiento del disco

Pa = Intercambio de impulso = 0 en el punto de diseño

mf = Flujo de fuga

Potencia total

$$P = (miv - m_{fuga}) l_{rod} - Pr - Pv - Pa - Pm \quad (5.20)$$

Donde:

P_m = potencia mecánica

5.1.2.5 Eficiencia de la turbina

Eficiencia volumétrica

$$\eta_v = \left(\frac{\dot{m}v - m_{fuga}}{\dot{m}v} \right) \quad (5.21)$$

Eficiencia Hidráulica

$$\eta_h = \frac{l_s - \sum l_L}{l_s} \quad (5.22)$$

Eficiencia interna

$$\eta_i = \frac{P}{P_h} = \frac{(\dot{m}v - m_{fuga})l_{rod} - P_r - P_v - P_a}{\dot{m}v \cdot l_s} \quad (5.23)$$

Eficiencia mecánica

$$\eta_m = \frac{P}{P_i} \quad (5.24)$$

Eficiencia de la tobera

$$\eta_{tob} = \frac{h_E - h_S}{h_E - h_{S_S}} = \frac{C_1^2 - C_S^2}{C_{1S}^2 - C_S^2} \quad (5.25)$$

La eficiencia de estas toberas varía en general de 90% a 99%. Las toberas grandes casi siempre tienen eficiencias mayores que las pequeñas.

Donde el subíndice “s” es para señalar que es isoentrópico

$$C1 = \sqrt{\eta_{tob} \cdot \sqrt{2(h_o - h_{1s})}} \quad (5.26)$$

Eficiencia total

$$\eta_T = \frac{P}{Ph} = \frac{(\dot{m}_v - \dot{m}_{fuga})l_{rod} - P_r - P_v - P_a - P_m}{\dot{m}_v \cdot l_s} \quad (5.27)$$

$$\eta_T = 1 - \frac{\sum \text{Pérdidas del escalón}}{\sum \Delta h \text{ adiabático del escalón}} \quad (5.28)$$

Conocida la eficiencia que presenta la turbina, se hace la comparación entre el valor obtenido con respecto al valor que otorga el fabricante de manera de poder analizar el comportamiento que está presentando la unidad y establecer criterios para su aumento en un determinado rango.

5.1.2.6 Consumo específico de vapor en las turbinas

Este parámetro permitirá la cuantificación del vapor que en su masa realiza trabajo al transferir la energía cinética de las partículas al eje a través del rodete. Indica a su vez la cantidad de vapor necesaria a determinadas condiciones para producir la potencia que se desea.

Se podrá conocer a partir de la siguiente expresión:

$$CEV = \frac{\dot{m}v}{P} \left[\frac{kg}{h.Kw} \right] \quad (5.29)$$

Sin embargo será de mucha importancia el uso de las curvas de Williams (gráficas de flujo de vapor vs Carga), éstas son curvas construidas con datos experimentales en las cuales se puede determinar la producción de vapor necesaria para cargas determinadas a revoluciones constantes.

Cuando se grafica el flujo de vapor en función de la potencia desarrollada por una turbina, se observará que el consumo aumenta casi linealmente con la potencia hasta un cierto nivel de potencia, pasado el cual el consumo aumenta rápidamente.

A este nivel de potencia se le considerará la potencia máxima o nominal de la turbina. Igualmente podemos graficar el consumo específico de vapor, que es el caudal másico por unidad de potencia. Se debe conocer que el comportamiento de las curvas de Williams va a depender del tipo de sistema de regulación que se utilice en la entrada de la turbina.

En las máquinas que poseen regulación por estrangulación, la tendencia de la curva es aproximadamente una línea recta hasta que la máquina presenta sobrecarga, sin embargo en las máquinas que poseen regulación de admisión automático las curvas suelen ser arqueadas con respecto al aje de las accisas.

De obtener estas curvas relativamente completas, será posible la predicción del consumo total de vapor de cargas no medidas.

La Figura ilustra un gráfico típico de las líneas de Williams:

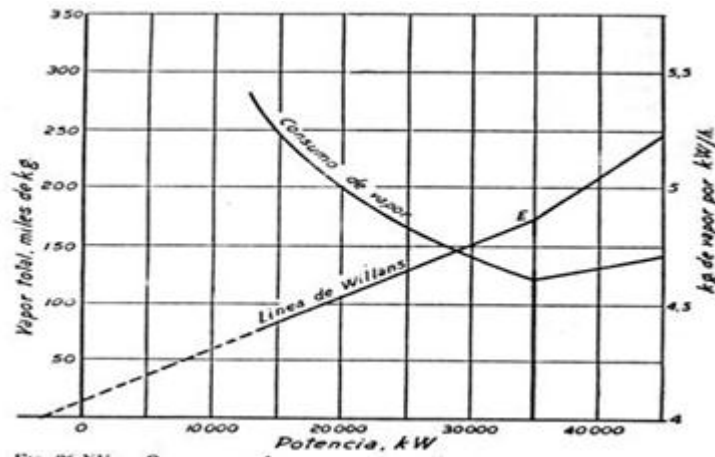


Figura 5. 4 Líneas de Williams para una determinada potencia

Conocida la dependencia lineal entre el consumo específico de vapor y la carga, es posible determinar la tasa de flujo de vapor, a través de la siguiente expresión:

$$m_{iv} = C.E.V * P \tag{5.30}$$

5.1.3 Comparación de resultados

Tabla 5. 2 Comparación de los parámetros operacionales en la turbina de vapor

Datos técnicos de la turbina de vapor	Diseño	Real
Capacidad nominal (KW)		
Presión del vapor principal (Pa)		
Temperatura del vapor principal(°C)		
Presión del vapor recalentado (Pa)		
Temperatura del vapor recalentado (°C)		
Presión del vapor de escape (Pa)		
Velocidad específica (rpm)		
Número de extracciones		
Eficiencia %		
Consumo específico de vapor(kg/KWh)		

5.1.4 Información adicional

5.1.4.1 Temperatura de cojinetes

Se debe supervisar la película hidrodinámica de aceite que cubre los cojinetes de tal forma que no se produzca una elevación de la temperatura estandarizada del aceite, lo que podría causar daños irreversibles en el aceite usado en el sistema de lubricación, traducándose esto en pérdidas de potencia y por ende económicas. Es importante que se tome una muestra del aceite para ser analizada en un laboratorio para conocer el estado de oxidación y verificar si debe ser reemplazado o no; esto contribuiría con el mejor funcionamiento de la unidad.

5.1.4.2 Alineación del eje

Se debe revisar la alineación de la turbina, si se detecta o no alguna falla en el análisis de vibraciones hecho a la unidad. Se debe verificar la alineación con laser, preferiblemente una vez al año.

5.1.4.3 Holgura en cojinetes radiales

Dependiendo del estado físico y operacional de la turbina, el aceite de lubricación podría no llegar correctamente (en caudal o en presión) a dichos cojinetes.

Hay que diferenciar los problemas relacionados con caudal y presión con los problemas relacionados con la calidad del aceite. Al ser la cantidad de aceite insuficiente, la posición del eje y el cojinete varían de forma cíclica, dando lugar a la vibración. En casos más graves, el eje y el cojinete se tocan sin película lubricante, que provoca una degradación del eje de forma bastante rápida y genera holguras en el

sistema, lo que incrementaría las fugas y por consiguiente una disminución del rendimiento de la turbina.

Por esta razón, es necesario medir periódicamente las holguras entre eje y cojinetes, para comprobar que los cojinetes aún están en condiciones de permitir un funcionamiento correcto de la turbina. Estas tolerancias están indicadas siempre en el libro de operación y mantenimiento que el fabricante entrega, y es necesario respetar los intervalos de medida de estas holguras y el cambio si esta comprobación revela la existencia de un problema. El adecuado mantenimiento del sistema de lubricación contribuye de una manera innegable a alargar la vida de estos cojinetes, y de la misma forma, un mantenimiento incorrecto del aceite, sus presiones y sus caudales provocan una degradación acelerada de éstos.

5.1.4.4 Inspección en sellos laberínticos

Se debe tener especial cuidado con estos componentes, debido a que pueden presentar escapes de vapor que luego se condensan en la caja de cojinetes contaminando el aceite de lubricación. Se debe prestar especial atención a las tolerancias de los carbones, éstas estarán especificadas en los manuales de los fabricantes, donde se mostrará de forma clara los valores máximos y mínimos en la tolerancia que se debe asegurar en las medidas de diámetros externos del eje y el diámetro interno de los carbones.

En la siguiente grafica se observan valores de tolerancia especificados por el fabricante:

Tabla 5. 3 Valores de tolerancia de los sellos de carbón para turbinas de vapor

Tolerancias de sellos de carbón				
	Pulgadas(in)		Milímetros (mm)	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Diámetro anillo de laberintos	2,63	2,64	66,8	67,05
Diámetro del eje de los cojinetes	2,619	2,62	66,52	66,55
Diámetro del eje (carbones)	3,5	3,5005	88,9	88,91
Tolerancia de los tornillos	0,06	0,07	1,53	1,78
Tolerancia del diámetro de los laberintos LG	0,01	0,02	0,254	0,508
Tolerancia axial de las toberas	0,035	0,04	0,89	1,016
Dimensión axial	14,15	14,16	359,41	359,67
Diámetros anillos de carbón	3,5065	3,507	89,066	89,077
Tolerancia diametral cojinetes	0,006	0,007	0,153	0,178
Juego axial	0,01	0,015	0,254	0,381

El correcto funcionamiento de la caja de sellos con anillos de carbón depende de las tolerancias que se especifican y las condiciones de operación para las que fue diseñado.

Se debe garantizar que la superficie de contacto entre el eje y los carbones no debe presentar desgastes y debe estar completamente limpia, adecuada para que se dé un buen funcionamiento del sellado. Las reparaciones de estos equipos deben asegurar la inspección, cambio y reparación de las cajas de sellos.

Se podrá cuantificar la fuga de vapor a través de los sellos aplicando la siguiente expresión:

$$F_{sellos} = 25KA * \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{N * \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} * \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} = Z * \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} \quad (5.31)$$

Donde:

$F =$ Flujo de vapor

K =Factor del tipo de sello

A =Área del sello

P_1 =Presión inicial

P_2 =Presión final

v_1 = Volumen específico inicial

N = Número de paquetes estacionarios

Z =Constante del sello, en donde $P_2/P_1, N, K$ y A son constantes.

Para complemento de los estudios termodinámicos en la turbina se debe considerar un estudio borosónico detallado en el eje del rotor, para estimar la vida remanente del mismo y hacer las consideraciones que se necesiten para obtener mayor potencia de la turbina. En el capítulo VII se muestra en que partes de la turbina se debe aplicar el ensayo borosónico.

La inspección borosónica, así como la evaluación de vida útil del rotor de la turbina, revelarán el estado real de salud del rotor y servirán de base para la toma de decisiones futuras (inspecciones posteriores, límites operativos, rehabilitación, reemplazo) que garanticen su integridad estructural (confiabilidad y disponibilidad).

La estimación de vida remanente del rotor contemplará la cuantificación de la fatiga o daño mecánico generado por los esfuerzos termomecánicos, en cada uno de los modos de operación de la unidad y la frecuencia con la que han ocurrido. Para esto se tomara en cuenta lo siguiente:

- *Historial de operación de la unidad, para conocer sus diversos modos de trabajo.*
- *Estado actual de salud del rotor, basado en la realización de pruebas no destructivas, para determinar la presencia o no de discontinuidades*

superficiales y volumétricas, deterioro de la estructura metalográfica del material y zonas endurecidas.

- *Resultados de la inspección borosónica, así como de análisis metalográfico.*
- *Aplicación de las técnicas de elemento finito para la elaboración de modelos numéricos que hagan posible el análisis de los esfuerzos termomecánicos, que luego serán también de utilidad para los análisis de fatiga y de mecánica de fractura.*

El estudio de vida remanente en el rotor debe realizarlo un equipo de profesionales expertos en el área, los cuales deben encargarse de realizar un estudio de transferencia de calor en el rotor que involucre todos los aspectos termodinámicos que influyen en su diseño. Para ello se requerirá de información propia del fabricante.

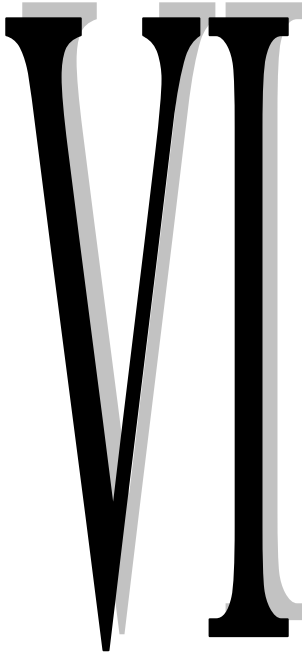
Sin embargo, si al hacer el estudio en el rotor éste presenta fallas será necesario tomar medidas para su mejoramiento; estas fallas podrían ser:

- *Erosión y desgaste en álabes.*
- *Desgaste en los bordes de los perfiles.*
- *Fatiga en componentes auxiliares.*

Finalmente se debe realizar una comparación de los datos obtenidos con los datos aportados por el fabricante, para ratificar el funcionamiento de la unidad.

*Evaluación operacional de los
componentes principales del tren de
agua de alimentación y condensado*

CAPÍTULO



En este capítulo se presenta de forma detallada el estudio termodinámico e hidráulico en los componentes principales del tren de agua de alimentación y condensado.

CAPÍTULO VI

6.1 CONDENSADOR

Se realiza una evaluación térmica del condensador para determinar las condiciones de trabajo del equipo, además de identificar, en caso de que existan; las causas del posible funcionamiento inadecuado del mismo. La evaluación de su comportamiento permitirá hacer una comparación de los valores obtenidos con los aportados por el fabricante de modo que se pueda presentar un diagnóstico de las condiciones operativas del equipo.

En estos equipos las fallas suelen ocurrir por la acumulación de desperdicios, taponamiento de los tubos, problemas en los eyectores o bombas de vacío. Estos problemas pueden traer como consecuencia:

- *Corrosión en el interior de los tubos y por consecuencia una disminución en el calor transferido.*
- *Mayor pérdida de presión en el interior de los tubos y por consecuencia mayor trabajo de la bomba de agua de enfriamiento.*
- *Rotura en los tubos del condensador.*
- *Disminución de la presión de vacío del condensador.*

La evaluación térmica que se llevará a cabo, estará basada en la Norma para Condensadores de Superficie a vapor HEI (*Heat Exchange Institute*). Los parámetros principales que se consideran para realizar la evaluación de los condensadores se especifican a continuación:

6.1.1 Información requerida

Tabla 6. 1 Datos del fabricante del equipo

Datos del diseño del condensador		
Superficie(m ²)	A _s	
Calor intercambiado(KW)	q	
Presión de escape (Pa)	p	
Presión del lado de los tubos (Pa)	p	
Factor de limpieza		
Coeficiente global de transferencia de calor(W/m ² *°C)	U	

Rata de flujo de agua de enfriamiento(kg/s)	\dot{m}_{agua}	
Densidad del agua (kg/m ³)	$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$	
Temperatura del agua de enfriamiento(°C)	$T_{1\text{Agua}}$	
Temperatura de salida del agua de enfriamiento(°C)	$T_{2\text{Agua}}$	
Temperatura de condensado(°C)	T_{vapor}	
Velocidad del agua en los tubos(m/s)	V_{ac}	
Pérdida de carga del lado interno de los tubos (m H ₂ O)	RT	

Tabla 6. 2 Parámetros físicos del condensador

Parámetros	Condensador
Diámetro externo del tubo (mm)	
Espesor del tubo (mm)	
Espaciado longitudinal (mm)	
Espaciado lateral (mm)	
N° filas (Profundidad)	
N° columnas (ancho)	
Longitud de tubos (mm)	
Superficie total (m ²)	
Área libre de flujo de vapor (m ²)	

Tabla 6. 3 Condiciones de operación del condensador

Condensador	Datos
LADO VAPOR	
Rata de flujo de vapor (kg/s)	
Temperatura del vapor (°C)	
Presión de escape (Pa)	
Entalpía en la entrada(KJ/Kg)	
Entalpía a la salida (KJ/Kg)	

LADO AGUA	
Rata de flujo de agua de enfriamiento (kg/s)	
Temperatura de entrada de agua de enfriamiento(°C)	
Temperatura de salida de agua de enfriamiento (°C)	
Presión de entrada del agua (Pa)	
Calor específico del agua (KJ/Kg. °K)	

6.1.2 Base teórica

Al igual que se hizo con el generador de vapor, las ecuaciones que se utilizarán parten de la ecuación de la conservación de la masa y el primer principio de la termodinámica.

6.1.2.1 Transferencia de Calor

La carga térmica se calculará de forma siguiente:

$$q = UA_s(LMTD) \quad (6.1)$$

Del balance de energía en el condensador se tiene:

$$q = mv(h_{vapor} - h_{agua}) = m_{Agua} \cdot Cp_{Agua} (\Delta T_{Agua}) \quad (6.2)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

A_s = Área total de la superficie intercambiadora.

$LMTD$ = Diferencia de la temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{Agua} = T_{2Agua} - T_{1Agua}.$$

m_{Agua} = Rata de flujo de agua de enfriamiento.

Cp_{Agua} = Calor específico del agua.

6.1.2.2 Diferencia de la temperatura media logarítmica

$$LMTD = \frac{T_{2\text{ Agua}} - T_{1\text{ Agua}}}{\ln\left(\frac{T_S - T_{1\text{ Agua}}}{T_S - T_{2\text{ Agua}}}\right)} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6.3)$$

Donde:

$T_{2\text{ Agua}}$ = Temperatura de salida del agua de enfriamiento.

$T_{1\text{ Agua}}$ = Temperatura de entrada del agua de enfriamiento.

T_S = Temperatura de saturación del vapor.

6.1.2.3 Coeficiente Global de Transferencia de Calor Teórico

El coeficiente global de transferencia de calor teórico se obtiene utilizando la metodología propuesta por la norma HEI (*Heat Exchange Institute*) de la siguiente manera.

$$U_{\text{Teorico}} = U' \cdot F_W \cdot F_M \cdot F_L \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (6.4)$$

Donde:

U' = Coeficiente de transferencia de calor sin corregir.

F_W = Factor de corrección por temperatura.

F_M = Factor de corrección por material y calibre de la tubería.

F_L = Factor de limpieza.

Coefficiente de transferencia de calor sin corregir (U')

Para determinar el coeficiente U' se puede hacer uso de la tabla (6.4), para la que se requiere conocer:

- Diámetro externo de la tubería D_{Ext} .
- Velocidad del agua del agua por el interior de los tubos.
- Flujo teórico del agua por el interior de los tubos.

De la ecuación (6.2) se puede despejar el flujo del agua.

$$\dot{m}_{Agua\ Teórico} = \frac{\dot{m}v(h_{vapor} - h_{agua})}{Cp_{Agua}(\Delta T_{Agua})} \quad [kg/s] \quad (6.5)$$

Velocidad teórica del agua por el interior de los tubos

$$V_{ac\ Teórico} = \frac{\dot{m}_{Agua\ Teórico}}{A_T \cdot \rho_{H2O}} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (6.6)$$

Donde ρ_{H2O} es la densidad del agua (kg/m^3).

Esta velocidad se calculará en el sistema internacional, motivado a que en las tablas esta ingresará con tales unidades.

Tabla 6. 4 Coeficiente de transferencia de calor sin corregir U' [W/m^2K]

DIAMETRO DEL TUBO [pulgadas]	Velocidad del agua de circulación dentro del tubo [m/s]									
	0.91	1.07	1.22	1.37	1.52	1.68	1.83	1.98	2.13	
0.625 y 0.75	2626.05	2836.13	3032.02	3215.99	3389.73	3555.53	3713.38	3864.98	4010.90	
0.875 y 1.00	2583.47	2793.55	2986.60	3167.73	3339.20	3502.16	3657.73	3807.06	3950.72	
1.125 y 1.25	2547.13	2750.97	2941.18	3119.46	3288.10	3448.78	3602.09	3749.15	3890.53	
1.375 y 1.50	2507.95	2708.95	2895.75	3071.20	3237.57	3395.41	3546.45	3691.23	3830.91	
1.625 y 1.75	2468.20	2666.36	2850.33	3023.51	3187.03	3342.04	3490.80	3633.32	3770.72	
1.875 y 2.00	2429.03	2623.78	2804.91	2975.24	3135.93	3292.07	3435.16	3575.40	3710.54	

DIAMETRO DEL TUBO [pulgadas]	Velocidad del agua de circulación dentro del tubo [m/s]									
	2.29	2.44	2.59	2.74	2.90	3.05	3.20	3.35	3.51	3.66
0.625 y 0.75	4151.71	4287.99	4403.25	4515.67	4622.42	4723.48	4820.01	4912.56	5000.57	5085.17
0.875 y 1.00	4089.83	4223.82	4337.38	4446.97	4551.44	4650.24	4744.49	4834.77	4920.51	5002.84
1.125 y 1.25	4027.37	4159.66	4269.82	4375.99	4476.49	4572.45	4663.87	4750.74	4833.64	4913.13
1.375 y 1.50	3964.91	4094.94	4203.95	4307.86	4406.65	4500.34	4589.48	4674.09	4755.28	4833.07
1.625 y 1.75	3903.02	4030.77	4132.41	4234.04	4330.57	4421.99	4508.86	4592.32	4671.25	4746.76
1.875 y 2.00	3840.56	3966.61	4069.95	4169.88	4264.14	4353.85	4439.02	4520.78	4598.00	4672.38

Es importante señalar que estos valores utilizados de Coeficiente de Transferencia de Calor son valores empíricos, provenientes de la aplicación de las correlaciones empleadas para el cálculo de intercambiadores de calor, los cuales fueron tabulados para simplificar el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para las condiciones ideales.

Factor de corrección por temperatura (F_w)

Para determinar este factor se puede hacer uso de la tabla (6.5), para la cual se requiere conocer:

- *Temperatura de entrada del agua de enfriamiento.*

Tabla 6. 5 Factores de corrección por temperatura

Factor de corrección por material (FM)

Entrada de agua °C	F _w	Entrada de agua °C	F _w
0	0.669	26	1.04022
1	0.6852	27	1.0468
2	0.702	28	1.0522
3	0.7186	29	1.0576
4	0.735	30	1.063
5	0.752	31	1.0684
6	0.7682	32	1.0738
7	0.7854	33	1.0788
8	0.8016	34	1.0834
9	0.8178	35	1.088
10	0.834	36	1.092
11	0.8502	37	1.0962
12	0.8664	38	1.1012
13	0.8826	39	1.1056
14	0.897	40	1.11
15	0.914	41	1.1146
16	0.9302	42	1.1182
17	0.9464	43	1.1218
18	0.9626	44	1.1254
19	0.9764	45	1.129
20	0.989	46	1.1326
21	0.9988	47	1.1362
22	1.008	48	1.1398
23	1.017	49	1.1434
24	1.0258	50	1.147
25	1.033		

Este factor se puede determinar haciendo uso de la tabla (6.6), para la cual se requiere conocer

- *El material de los tubos del condensador.*
- *El calibre de los tubos.*

Material tubo	Calibre pared tubo								
	25	24	23	22	20	18	16	14	12
Metal Admiralty	1.03	1.03	1.02	1.02	1.01	1.00	0.98	0.96	0.93
Cobre	1.04	1.04	1.04	1.03	1.03	1.02	1.01	1.00	0.98
Cobre -hierro 194	1.04	1.04	1.04	1.04	1.03	1.03	1.02	1.01	1.00
Aluminio-latón	1.03	1.02	1.02	1.02	1.01	0.99	0.97	0.95	0.92
Aluminio-bronce	1.02	1.02	1.01	1.01	1.00	0.98	0.96	0.93	0.89
90-10 Cu-Ni	1.00	0.99	0.99	0.98	0.96	0.93	0.89	0.85	0.80
70-30 Cu-NI	0.97	0.97	0.96	0.95	0.92	0.88	0.83	0.78	0.71
Cold Rolled	1.00	1.00	0.99	0.98	0.97	0.93	0.89	0.85	0.80
acero al carbón									
Acero inoxidable tipo 304/316	0.91	0.90	0.88	0.86	0.82	0.75	0.69	0.62	0.54
Titanio	0.95	0.94	0.92	0.91	0.88	0.82	0.77	0.71	0.63
UNS N08367	0.90	0.89	0.87	0.85	0.81	0.74	0.67	0.60	0.52
UNS S43035	0.95	0.94	0.92	0.91	0.88	0.82	0.77	0.71	0.63
UNS S44735	0.93	0.91	0.90	0.88	0.85	0.78	0.72	0.65	0.57
UNS S44660	0.93	0.91	0.90	0.88	0.85	0.78	0.72	0.65	0.57

Tabla 6. 6 Factor de corrección por material y calibre de tubos.

Factor de limpieza

Este será el resultado de dividir el coeficiente de transferencia de calor real del condensador con respecto al coeficiente de transferencia teórico de calor; este coeficiente se debe encontrar entre 0,8 a 0,9 y se obtiene con la ecuación.

$$F_L = \frac{U_{real}}{U_{Teorico}} \quad (6.7)$$

Donde:

F_L = Factor de limpieza.

$U_{teórico}$ = Coeficiente de transferencia de calor teórico.

U_{real} = Coeficiente de transferencia de calor real

6.1.2.4 Pérdidas hidráulicas

Se considerarán pérdidas hidráulicas a las perdidas de presión de agua de enfriamiento a través del condensador. Están representadas con la siguiente expresión:

$$R_T = \left[9810 * N^{\circ}pasos \cdot L_T (R_1 \cdot R_2 \cdot R_3) + \sum R_E * 0,3048 \right] [Pa] \quad (6.8)$$

Donde:

L_T = Longitud del tubo multiplicado por el número de pasos.

R_1 = Factor de corrección de fluido de agua en tuberías.

R_2 = Factor de corrección por pérdidas de fricción en calibre de la tubería.

R_3 = Factor de corrección de temperatura por pérdida de fricción en los tubos.

R_E = Factor de corrección por pérdida en cajas de agua y fin de tuberías en intercambiadores de uno o dos pasos.

Factor de corrección de fluido de agua en tuberías.

Se determina haciendo uso de la figura (6.1), para lo cual se requiere conocer:

- *Velocidad del flujo de circulación.*
- *Diámetro externo de la tubería.*

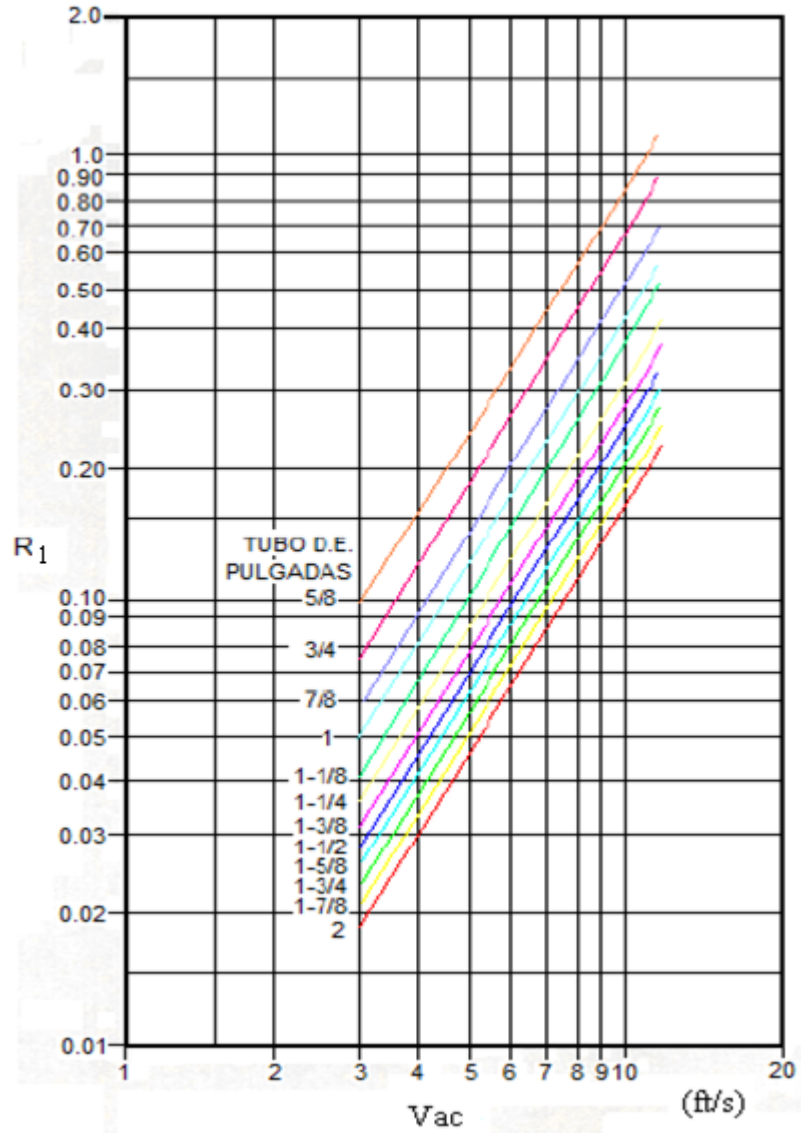


Figura 6. 1 Factor de corrección de fluido de agua en tuberías BWG 18

Factor de corrección de temperatura por pérdida de fricción en los tubos.

Se determina haciendo uso de la figura (6.2), para lo cual se requiere:

- *Temperatura de entrada del agua de enfriamiento.*
- *Temperatura de salida del agua de enfriamiento.*

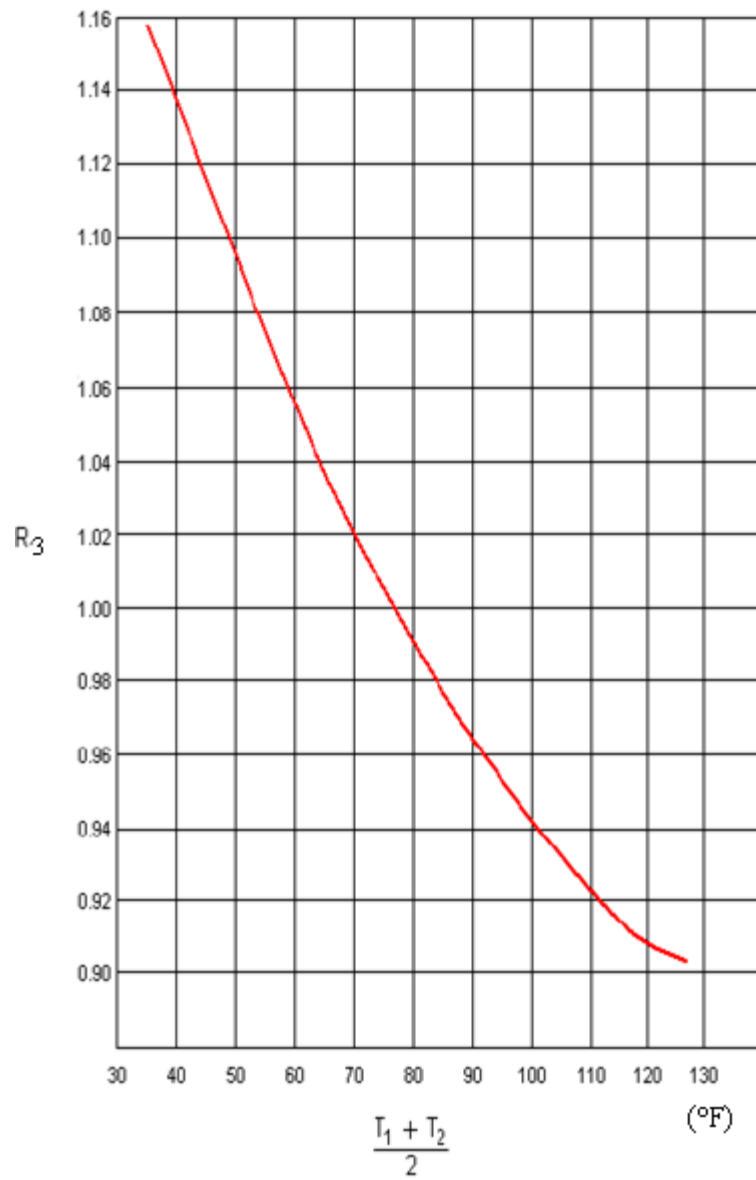


Figura 6. 2 Factor de corrección por temperatura por pérdidas de fricción en los tubos.***Factor de corrección por pérdidas de fricción en calibre de la tubería***

Se determina haciendo uso de la tabla (6.7), para lo cual se requiere conocer:

- *Diámetro exterior .*
- *Espesor de la tubería (BWG).*

Tabla 6. 7 Factor de corrección de pérdida de fricción por calibre de tubería**R₂.**

Tubo diámetro exterior (pulgadas)	12 BWG	14 BWG	16 BWG	18 BWG	20 BWG	22 BWG	23 BWG	24 BWG	25 BWG
0.625	1.38	1.21	1.10	1.00	0.94	0.91	0.90	0.89	0.88
0.750	1.28	1.16	1.06	1.00	0.95	0.93	0.92	0.90	0.90
0.875	1.25	1.13	1.06	1.00	0.96	0.94	0.93	0.92	0.91
1.000	1.19	1.11	1.05	1.00	0.96	0.94	0.94	0.93	0.93
1.125	1.16	1.09	1.04	1.00	0.97	0.95	0.94	0.94	0.93
1.250	1.14	1.08	1.04	1.00	0.97	0.96	0.95	0.94	0.94
1.375	1.13	1.07	1.03	1.00	0.97	0.96	0.95	0.94	0.95
1.500	1.12	1.06	1.03	1.00	0.97	0.96	0.96	0.95	0.95
1.625	1.10	1.05	1.02	1.00	0.97	0.96	0.96	0.95	0.95
1.750	1.10	1.05	1.02	1.00	0.98	0.97	0.96	0.96	0.96
1.875	1.09	1.05	1.02	1.00	0.98	0.97	0.97	0.96	0.96
2.000	1.08	1.04	1.02	1.00	0.98	0.97	0.97	0.96	0.96

Factor de corrección por pérdida en cajas de agua y fin de tuberías en condensadores de uno o dos pasos.

Se determina haciendo uso de las figuras (6.3 ó 6.4), para lo cual se requiere conocer:

- *Velocidad del agua de circulación V_{ac} .*

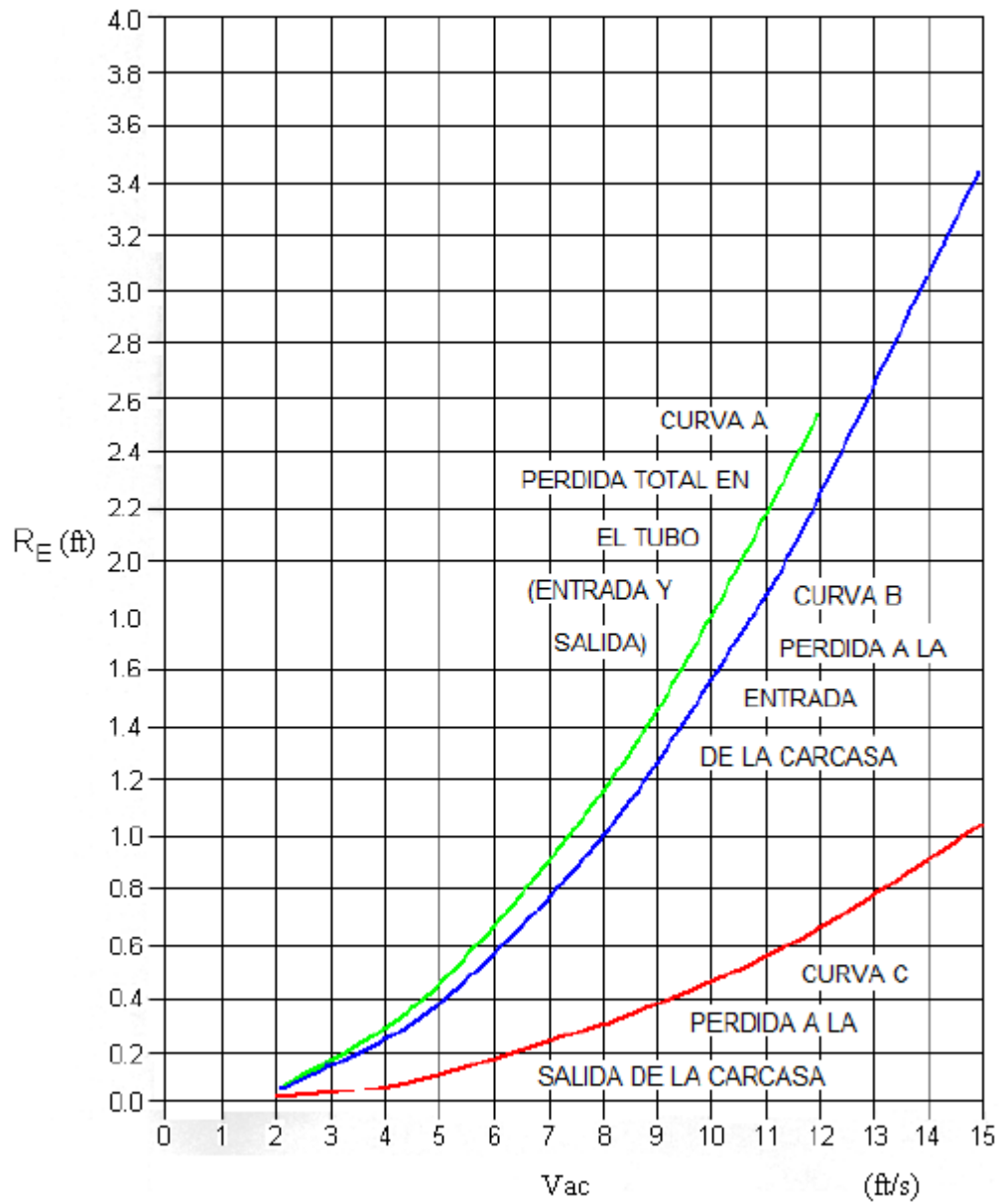


Figura 6. 3 Pérdida en caja y extremos de la tubería para intercambiadores de dos pasos (1ft=0,30m)

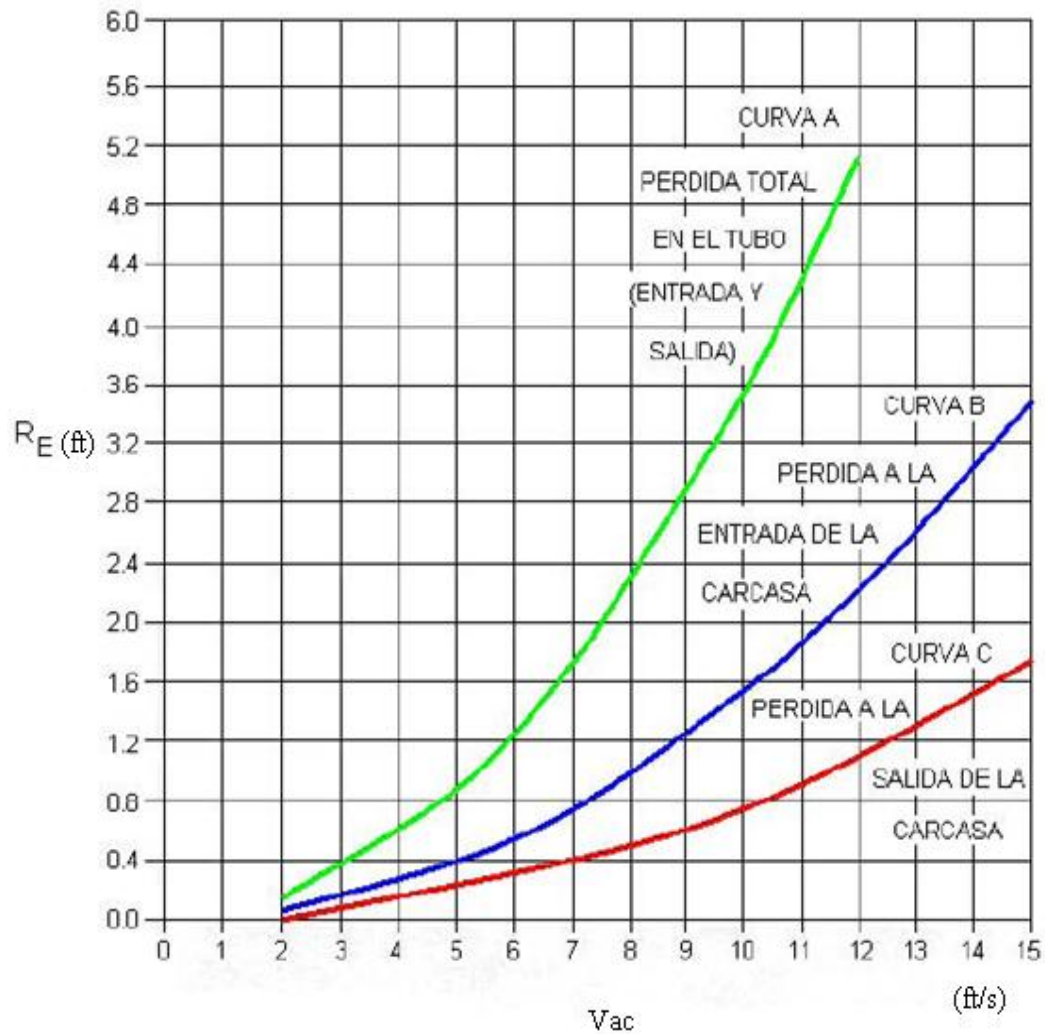


Figura 6. 4 Pérdida en caja y extremos de la tubería para intercambiadores de un paso (1ft=0,30m)

6.1.3 Metodología para la evaluación térmica del condensador

Una vez finalizadas las pruebas de máxima carga y tomado los datos requeridos se procede a realizar la evaluación operacional del equipo y se comparará con los parámetros de trabajo aportados por el fabricante en caso de que éstos se tengan.

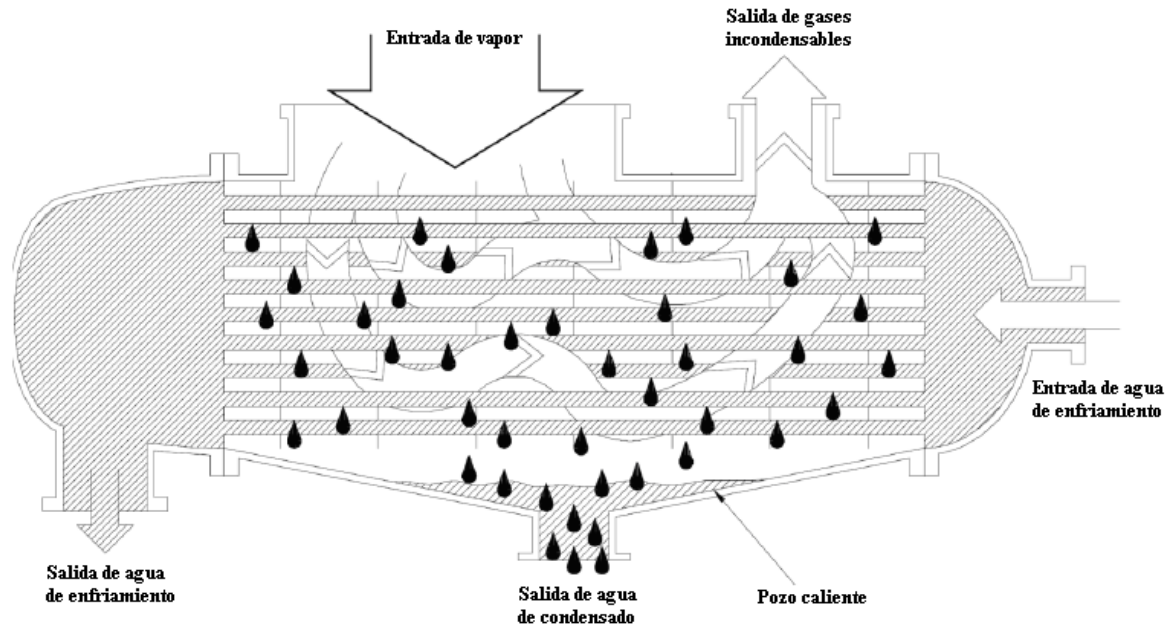


Figura 6. 5 Condensador de paso transversal simple

6.1.3.1 Cálculo de los parámetros teóricos del equipo

1) Cálculo de la Diferencia de la Temperatura Media Logarítmico (LMTD)

De la ecuación (6.3) se tiene:

$$LMTD = \frac{T_{2\text{ Agua}} - T_{1\text{ Agua}}}{\ln\left(\frac{T_S - T_{1\text{ Agua}}}{T_S - T_{2\text{ Agua}}}\right)}$$

Donde $T_{1\text{ Agua}}$ y $T_{2\text{ Agua}}$ son las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento otorgadas por el fabricante y T_S es la temperatura de saturación a la presión en el condensador.

2) *Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia Teórico*

El Coeficiente Global de Transferencia de Calor teórico en el condensador viene dado por la ecuación (6.4).

$$U_{\text{Teórico}} = U' \cdot F_W \cdot F_M \cdot F_L$$

Para la obtención de U' se utiliza la tabla (6.4) y se requiere conocer:

- *Diámetro externo de la tubería D_{Ext} .*
- *Velocidad del agua de circulación. Ver ecuación (6.6).*

Para la obtención de F_W se utiliza la tabla (6.5) y se requiere conocer:

- *Temperatura de entrada del agua de enfriamiento.*

Para la obtención de F_M se utiliza la tabla (6.6) y se requiere conocer:

- *El material de los tubos del condensador.*
- *El calibre de los tubos.*

3) *Cálculo del calor de diseño transferido ($q_{\text{Teórico}}$)*

De la ecuación (6.1) se tiene:

$$q_{\text{Teórico}} = U_{\text{Teórico}} \cdot A_S \cdot LMTD$$

Donde el área A_S es dada por el fabricante del equipo.

4) *Cálculo de las pérdidas hidráulicas*

Para ello se utilizará la ecuación (6.8) y los datos de temperatura y velocidad otorgados por el fabricante.

$$R_T = [9810 * N^{\circ}pasos \cdot L_T (R_1 \cdot R_2 \cdot R_3) + \sum R_E * 0,3048] \text{ (Pa)}$$

6.1.3.2 Cálculo de los parámetros reales del equipo

1) Cálculo de la Diferencia de la Temperatura Media Logarítmico (LMTD)

De la ecuación (6.3) se tiene:

$$LMTD_{Condensador} = \frac{T_{2Agua} - T_{1Agua}}{\ln \left(\frac{T_S - T_{1Agua}}{T_S - T_{2Agua}} \right)}$$

Donde T_{1Agua} y T_{2Agua} son las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento medidas en sitio y T_S es la temperatura de saturación a la presión en el condensador.

2) Cálculo de la superficie total de transferencia de calor real (A_S)

Ésta se puede calcular haciendo uso de la ecuación

$$A_S = L \cdot \pi \cdot D_{Ext} \cdot N^{\circ}tubos [m^2] \quad (6.9)$$

3) Cálculo del área transversal interna

Conocido el diámetro interno de los tubos y el número de tubos es posible determinar el área transversal por la que pasará el agua.

$$A_T = \frac{D_{Int}^2}{4} \cdot N^{\circ}tubos [m^2] \quad (6.10)$$

4) Cálculo de la velocidad real del agua en el interior de los tubos

$$V_{ac} = \frac{\dot{m}_{Agua}}{A_T \cdot \rho_{agua}} \quad [m/s] \quad (6.11)$$

Donde el flujo de agua es el medido en sitio.

5) Cálculo del calor real transferido al agua

De la ecuación (6.2) se tiene que el calor transferido es:

$$q_{real} = m_{Agua} \cdot Cp_{Agua} (\Delta T_{Agua})$$

6) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor real

Despejando de la ecuación (6.1) se tiene:

$$U_{real} = \frac{q_{real}}{A_s (LMTD)} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (6.12)$$

7) Cálculo del factor de limpieza real

De la ecuación (6.7) se obtendrá el valor real del factor de limpieza que posee el equipo.

$$F_L = \frac{U_{real}}{U_{Teórico}}$$

8) Cálculo de las pérdidas hidráulicas

Para ello se utilizará la ecuación (6.8) y los datos de temperaturas y velocidad medidos en sitio.

$$R_T = \left[N^{\circ}pasos \cdot L_T(R_1 \cdot R_2 \cdot R_3) + \sum R_E \right] * 2,99$$

6.1.4 Comparación de resultados

La tabla contemplará los valores dados por el fabricante y los calculados y medidos en sitio, esto con la finalidad de confirmar si se encuentra el equipo trabajando dentro del rango de diseño especificado, además de verificar si existe la posibilidad de aumentar su rendimiento y bajo qué condiciones se llevaría a cabo; esto tomando en cuenta que revisados los parámetros de diseño y los reales del condensador es posible determinar las causas de desempeño inadecuado del mismo.

Tabla 6. 8 Comparación de los datos reales con respecto a los de diseño del condensador

Datos de diseño del calentador		Diseño	Teórico	Real
Superficie (m ²)	As			
Calor específico (KW/h)	Q			
Presión de escape(Pa)	P			
Presión del lado de los tubos	P			
Factor de limpieza	FL			
Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² *°C)	U			
Rata de flujo del agua de enfriamiento(kg/s)	m _{agua}			
Densidad del agua(kg/m ³)	ρ _{h2o}			
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento(°C)	T _{1AGUA}			
Temperatura de salida del agua de enfriamiento (°C)	T _{2agua}			
Temperatura de condensado (°C)	T _{vapor}			

Velocidad del agua en los tubos(m/s)	Vac			
Pérdida de carga del lado interno de los tubos (m H ₂ O)	RT			

6.2 CALENTADOR DE AGUA

Al igual que se hizo con el condensador es importante evaluar las condiciones operativas de los calentadores, ya que éstos constituyen una parte importante en la eficiencia de la planta.

En estos equipos las fallas suelen ocurrir por la formación de capas de óxido en el interior de los tubos, principalmente por el óxido de manganeso. Si se presenta un caso como este en alguno de los calentadores de la central puede traer como consecuencia:

- *Disminución del diámetro interno de los tubos y en consecuencia una mayor pérdida de carga y mayor trabajo de la bomba.*
- *Disminución en la transferencia de calor y en consecuencia la necesidad de una mayor extracción de vapor en la turbina.*
- *Aumento de la temperatura de los tubos y en consecuencia posibles rupturas.*

6.2.1 Información requerida

Tabla 6. 9 Datos del fabricante del equipo

Datos del diseño del calentador		
Superficie(m ²)	A _S	
Calor intercambiado(KW)	q	
Presión de escape (Pa)	p	
Presión del lado de los tubos (Pa)	p	
Factor de limpieza		
Coefficiente global de transferencia de calor(W/m ² *K)	U	
Rata de flujo de agua de enfriamiento(kg/s)	\dot{m}_{agua}	
Densidad del agua (kg/m ³)	$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$	
Temperatura del agua de enfriamiento(°C)	T _{1Agua}	
Temperatura de salida del agua de enfriamiento(°C)	T _{2Agua}	
Temperatura de condensado(°C)	T _{vapor}	
Velocidad del agua en los tubos(m/s)	V_{ac}	
Pérdida de carga del lado interno de los tubos (m H ₂ O)	RT	

Tabla 6. 10 Parámetros físicos del calentador

Parámetros	Condensador
Diámetro externo del tubo (mm)	
Espesor del tubo (mm)	
Espaciado longitudinal (mm)	
Espaciado lateral (mm)	
N° filas (Profundidad)	
N° columnas (ancho)	
Longitud de tubos (mm)	
Superficie total (m ²)	
Área libre de flujo de vapor (m ²)	

Tabla 6. 11 Condiciones de operación del calentador

Datos de operación	
LADO CARCASA	
Rata de Flujo de vapor en la entrada(kg/s)	
Temperatura de operación (°C)	
Presión de operación (Pa)	

Entalpía de entrada(KJ/kg)	
Rata de flujo de vapor a la salida de drenajes(kg/s)	
Temperatura de operación (°C)	
Entalpía (KJ/kg)	
LADO TUBOS	
Rata de flujo de agua de alimentación (kg/s)	
Temperatura de entrada (°C)	
Presión de entrada (Pa)	
Entalpía de entrada (KJ/kg)	
Pérdida de carga (Pa)	
Velocidad del agua de alimentación (m/s)	

Las ecuaciones que se utilizarán para la evaluación operacional del calentador son las mismas que se utilizaron en el condensador donde sólo varía la Diferencia de la Temperatura Media Logarítmica, que es la siguiente:

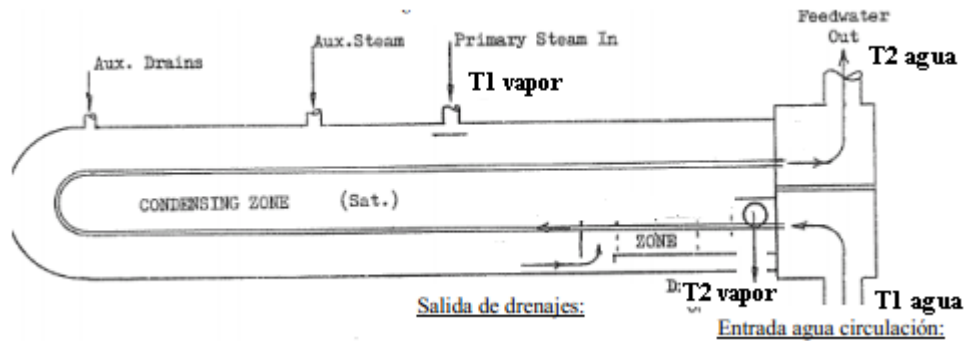


Figura 6. 6 Esquema de un calentador de agua

Temperatura Media Logarítmica

$$LMTD_{calentador} = \frac{(T_{1\ vapor} - T_{2\ agua}) - (T_{2\ vapor} - T_{1\ agua})}{\ln\left(\frac{T_{1\ vapor} - T_{2\ agua}}{T_{2\ vapor} - T_{1\ agua}}\right)} [^{\circ}C] \quad (6.13)$$

6.3 BOMBAS

Si de las pruebas realizadas se llega a la conclusión que es requerido un aumento en la tasa de flujo de vapor para alcanzar el aumento de potencia estimado, será necesario entonces evaluar las bombas de agua de alimentación, agua de condensado y agua de circulación, para así determinar si éstas están en capacidad de manejar los nuevos flujos de agua requeridos.

6.3.1 Base teórica

6.3.1.1 Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho dv + \int \rho \bar{c} \hat{n} d_A = 0 \quad (6.14)$$

Suponiendo flujo estable y uniforme se tiene:

$$\rho_1 * A_1 * V_1 = \rho_2 * A_2 * V_2 \quad (6.15)$$

Para flujos incompresibles se tiene que la densidad $\rho_1 = \rho_2$ y por tanto la ecuación se transforma en:

$$A_1 * V_1 = A_2 * V_2 \quad (6.16)$$

Utilizando para tuberías circulares la siguiente expresión:

$$Q = A * V = \frac{\pi * D^2 * V}{4} \quad (6.17)$$

Donde:

$Q = \text{Caudal.}$

$A = \text{Área de la sección transversal del tubo.}$

$D_{int} = \text{Diámetro interno del tubo.}$

$V = \text{Velocidad media de la corriente.}$

6.3.1.2 Principio de Bernoulli

El principio de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la Ley de la Conservación de la Energía al flujo de fluidos en una tubería.

$$H = Z + \frac{p}{\rho * g} + \frac{V^2}{2g} + \Delta P \quad (6.18)$$

Donde:

$H = \text{Energía total en un punto.}$

$Z = \text{Energía Potencial.}$

$p/\rho * g = \text{Energía de Presión.}$

$V^2/2g = \text{Energía Cinética.}$

$g = \text{Aceleración gravitacional.}$

$\rho = \text{Densidad del fluido.}$

$\Delta p = \text{Pérdidas de presión.}$

Para determinar las pérdidas de presión del Tren de Agua de Alimentación y Tren de Condensado, se pueden utilizar varios métodos. Se cuenta con ecuaciones como la de Darcy Weisbach, Colebrook, Swamee con las cuales es posible hallar el factor de fricción pero calcular las pérdidas con estas ecuaciones resulta un proceso de mayor complejidad y sólo lleva a resultados aproximados. Un método más práctico es utilizando gráficos y tablas que son válidos para la rugosidad de materiales habitualmente usados.

De la ecuación (6.18) se tiene:

$$H_{Total} = (Z_2 - Z_1) + \frac{(p_2 - p_1)}{\rho * g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \Delta P [m] \quad (6.19)$$

6.3.1.3 Caída de presión total del sistema (Δp)

El caudal que se utilizará para la realización de los cálculos será el nuevo caudal al cual operará la bomba.

La ecuación para la evaluación de pérdidas de presión en el sistema es la siguiente:

$$\Delta p = \frac{\Delta p_0}{328} * L_{EQT} + \Delta P_{Intercambidor} [Pa] \quad (6.20)$$

Donde:

L_{EQT} = Longitud equivalente total.

$\frac{\Delta p_0}{328}$ = Pérdida por fricción. Ver figura (6.7).

Longitud equivalente total

En términos generales las pérdidas de presión en un sistema de tuberías se deben a varias características del sistema, y la longitud equivalente toma en cuenta estas características que son:

- *Rozamiento en las paredes de la tubería, que es función de la rugosidad de la superficie interior de la misma.*
- *Cambios de dirección del flujo.*
- *Obstrucciones en el paso del flujo.*
- *Cambios repentinos o graduales en la superficie y contorno del paso del flujo.*

La relación L/D es la longitud equivalente en diámetros de tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el obstáculo, en las mismas condiciones de flujo. Ya que el coeficiente de resistencia K es constante para cualquier condición de flujo, el valor de L/D para cualquier válvula o accesorio dados debe variar de modo inverso al cambio del factor de fricción para las condiciones diferentes de flujo.

La ecuación general es la siguiente:

$$L_{EQT} = L_{Tubería} + D_{ext} \cdot \left(\frac{L}{D} \text{Válvulas} \right) + D_{ext} \left(\frac{L}{D} \text{Accesorios} \right) [m] \quad (6.21)$$

Donde:

$L_{Tubería} = \text{Longitud total de tubería recta}$

$\frac{L}{D} \text{Válvulas} = \text{Longitud equivalente en válvulas. Ver anexos (E)}$

$\frac{L}{D} \text{Accesorios} = \text{Longitud equivalente en accesorios. Ver anexos (E)}$

D_{ext} = Diámetro externo de la tubería

Pérdidas por fricción

De la figura (6.7) se puede obtener $\Delta p_0/3,28$, se requiere conocer:

- Caudal *Q* (GPM)
- Diámetro externo de la tubería *D_{ext}*

Conocida la longitud equivalente y las pérdidas por fricción es posible determinar la caída de presión total en el sistema Δp .

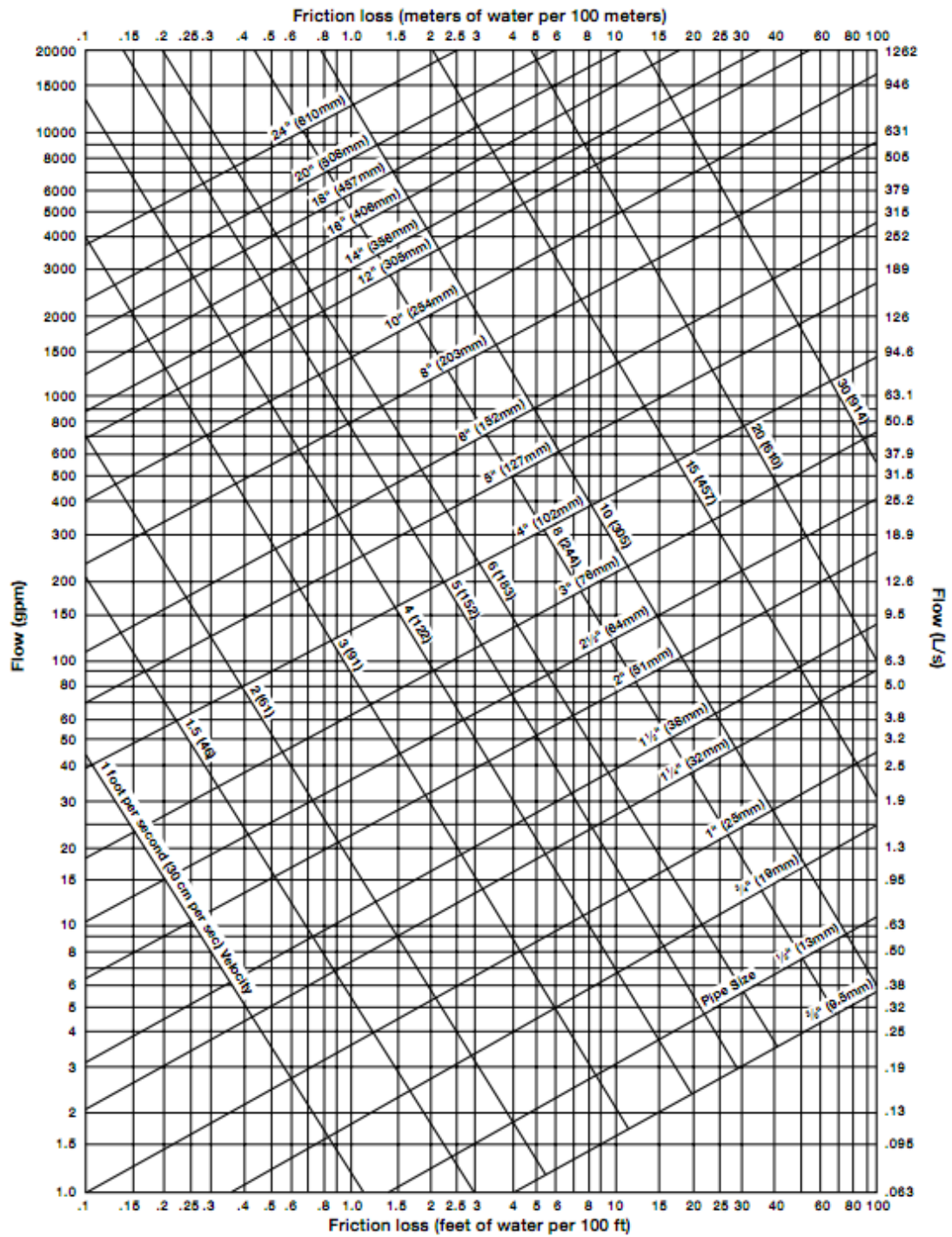


Figura 6. 7 Pérdidas por fricción (1 ft H₂O= 2989Pa y 1 ft =0.304 m)

6.3.1.4 Curva del sistema

Conocida la caída de presión total en el sistema y la altura estática es posible determinar la carga total de la bomba (H_{TOTAL}) para un caudal determinado. Para obtener las diversas cargas para distintos caudales y graficar la curva del sistema se puede asumir que las pérdidas en el mismo serán el cuadrado del caudal, obteniendo la siguiente ecuación:

$$H_{Total} = \left(a \cdot Q^2 + H_{Est} + \frac{(p_2 - p_1)}{\rho * g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) [m] \quad (6.22)$$

$$a = \frac{H_{Total} - H_{Est} - \frac{(p_S - p_E)}{\rho * g} - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}}{Q^2} \quad (6.23)$$

Donde:

$Q = \text{Caudal}$

$a = \text{Constante}$

Con la ecuación (6.22) es posible obtener distintas alturas variando el caudal y de esta manera obtener la curva del sistema.

6.3.1.5 Curvas características de la bomba

El funcionamiento de un ventilador viene determinado por sus curvas características respecto a las variables involucradas en su operación como lo son: el caudal a manejar (Q), la altura (H), la potencia consumida (P), el diámetro del rotor (D), el rendimiento (η) y la altura neta positiva de succión (NPSH).

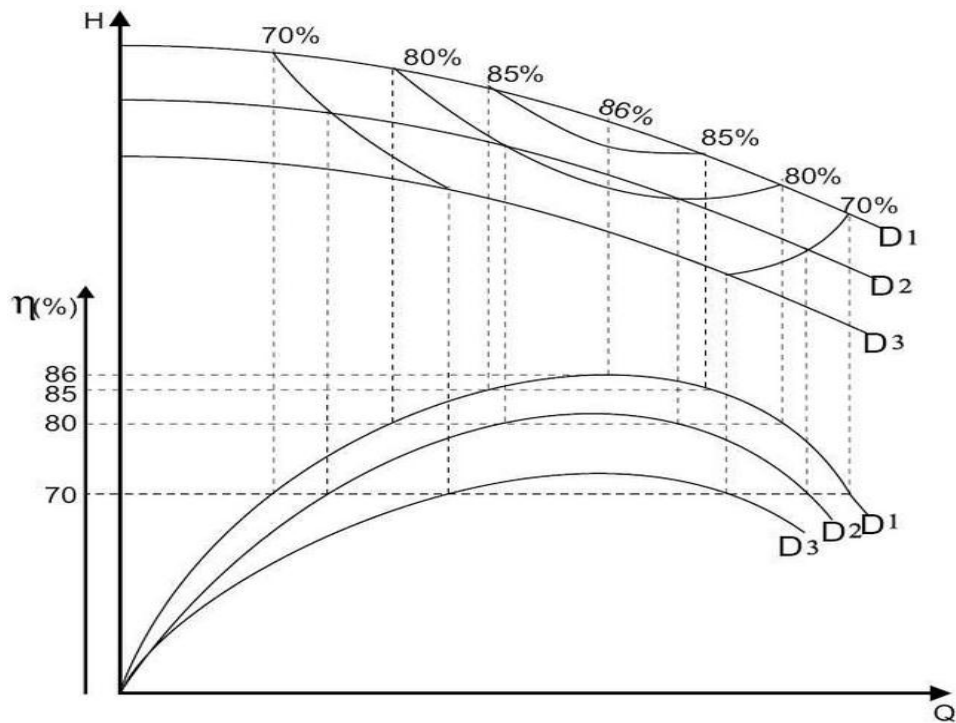


Figura 6. 8 Curvas características de uma bomba

6.3.1.6 Potencia de la bomba

Ésta viene dado por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{Ph}{\eta_b} \quad (6.24)$$

Donde:

$Ph = \gamma \cdot Q \cdot H = \text{Potencia hidraúlica}$

$\gamma = \text{Peso específico del agua}$

$\eta_b = \text{Eficiencia de la bomba, la cual se puede obtener directamente de las curvas.}$

6.3.1.7 Cavitación en bombas

Determinar la altura de colocación de la bomba para que ésta no cavite es importante, ya que esto extenderá la vida útil de la misma y permitirá que trabaje con mayor eficiencia.

La ecuación que se utilizará es la siguiente:

$$H_{m\acute{a}x} = \frac{144 \cdot (p_a - p_v)}{\rho_{H_2O} \cdot g} - NPSH - \Delta c - \Delta p \text{ [m]} \quad (6.25)$$

Donde:

p_a = Es la presión a la salida del condensador o a la salida del desaireador según sea el caso.

p_v = Es la presión del vapor a la temperatura del fluido.

$NPSH + \Delta c$ = Indica la sobre energía que se necesita en la brida de entrada de la bomba para que ésta no cavite.

Δp = Las pérdidas en tubería desde la salida del condensador o del desaireador a la entrada de la bomba de condensado o alimentación según sea el caso.

Presión de vapor

Ésta se puede obtener de la tabla (6.12), para la cual se requiere conocer la temperatura del fluido.

NPSH (altura neta positiva de succión) + Δc

NPSH se obtiene gráficamente en las curvas características de la bomba y Δc es la distancia perpendicular entre el eje de la brida de entrada y el eje de la bomba.

Tabla 6. 12 Propiedades termodinámicas del agua saturada

T(°C)	P(Mpa)	hf(KJ/kg)	hg(KJ/kg)	T(°C)	P(Mpa)	hf(KJ/kg)	hg(KJ/kg)
0,01	0,6113	0	2501,3	175	892	741,16	2773,6
5	0,871	20,98	2510,5	180	1002,2	763,21	2778,2
10	1,2276	41,99	2519,7	185	1122,7	785,36	2782,4
15	1,7051	62,98	2528,9	190	1254,4	807,61	2786,4
20	2,3385	83,94	2538,1	195	1397,8	829,96	2790
25	3,1691	104,87	2547,2	200	1553,8	852,43	2793,2
30	4,2461	125,77	2556,2	205	1723	875,06	2796
35	5,628	146,66	2565,3	210	1906,3	897,75	2798,5
40	7,3837	167,54	2574,3	215	2104,2	920,61	2800,5
45	9,5934	188,42	2583,2	220	2317,8	943,61	2802,1
50	12,35	209,31	2592,1	225	2547,7	966,77	2803,3
55	15,758	230,2	2600,9	230	2794,9	990,1	2803,9
60	19,941	251,11	2609,6	235	3060,1	1013,61	2804,1
65	25,033	272,03	2618,2	240	3344,2	1037,31	2803,8
70	31,188	292,96	2626,8	245	3648,2	1061,21	2802,9
75	38,578	313,91	2635,3	250	3973	1085,34	2801,5
80	47,319	334,84	2643,7	255	4319,5	1109,72	2799,5
85	57,834	355,88	2651,9	260	4688,6	1134,35	2796,9
90	70,139	376,9	2660,1	265	5081,3	1159,27	2793,6
95	84,554	399,94	2668,1	270	5498,7	1184,49	2789,7
100	101,325	419,02	2676	275	5941,8	1210,05	2785
105	120,82	440,13	2683,8	280	6411,7	1235,97	2779,5
110	143,28	461,27	2691,5	285	6909,4	1262,29	2773,3
115	169,06	482,46	2699	290	7436	1289,04	2766,1
120	198,53	503,69	2706,3	295	7992,8	1316,27	2758
125	232,1	524,96	2713,5	300	8581	1344,01	2748,9
130	270,1	546,29	2720,5	305	9201,8	1372,33	2738,7
135	313	567,67	2727,3	310	9856,6	1401,29	2727,3
140	361,3	589,11	2733,9	315	10547	1430,97	2714,4
145	415,4	610,61	2740,3	320	11274	1461,45	2700,1
150	475,9	632,18	2746,4	330	12845	1525,29	2665,8
155	543,1	653,82	2752,4	340	14586	1594,15	2622
160	617,8	675,53	2758,1	350	16514	1670,54	2563,9
165	700,5	697,32	2763,5	360	18651	1760,48	2481
170	791,7	719,2	2768,7	370	21028	1890,37	2332,1
				374,14	22089	2099,29	2099,3

h_f = Entalpía de líquido saturado

h_g = Entalpía de vapor saturado

6.3.2 Información requerida

- Conocer las longitudes y diámetros de todos los tramos de tubería que posea el sistema.
- Conocer la cantidad y tipo de válvulas que posee el sistema que se desea estudiar.
- Conocer el número de accesorios de derivación, reducción, ampliación y desviación que pueda tener el sistema.
- Conocer la altura estática.
- Tener a la mano las curvas características de las bombas que son proporcionadas por el fabricante.
- Caudal (GPM).

6.3.3 Procedimiento para determinar el punto de trabajo

Se parte de la suposición que se realiza el estudio en la bomba de alimentación del Generador de Vapor, para lo cual se plantea el siguiente esquema, donde $p_2 > p_1$.

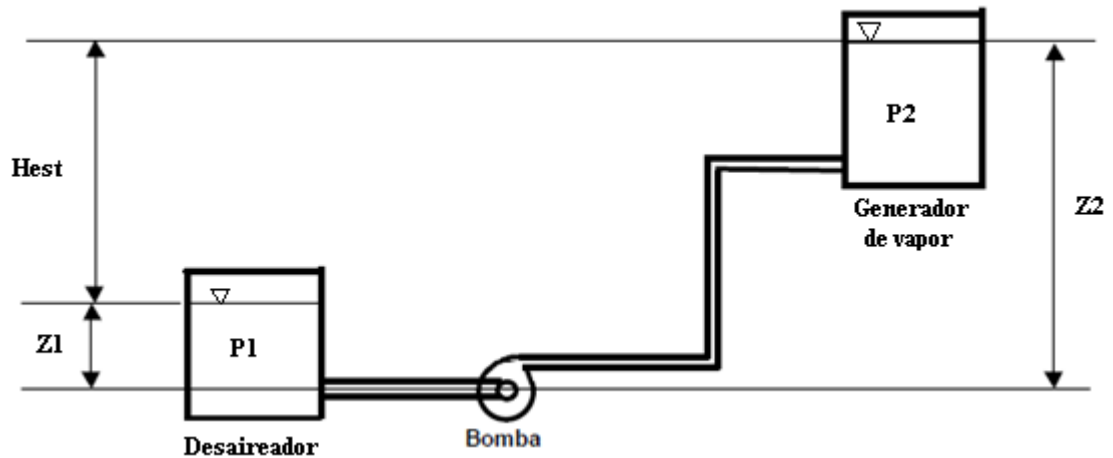


Figura 6. 9 Esquemas de un sistema de bombeo

1) *Cálculo de la caída de presión en el sistema*

Haciendo uso de la ecuación (6.20) se puede determinar la caída de presión en el sistema.

$$\Delta p = \frac{\Delta p_0}{328} * L_{EQT} + \Delta p_{Intercambidor}$$

- Para la obtención de L_{EQT} se utiliza la ecuación (6.21).
- La $\Delta p_{Intercambidor}$ es la caída de presión en el intercambiador y la da el fabricante.
- Para la obtención de $(\Delta p_0/328)$ se utiliza la figura (6.7).

2) *Cálculo de la carga total neta de la bomba*

De la ecuación (6.19) es posible determinar la carga total de la bomba para un caudal, la cual queda de la siguiente forma:

$$H_{Total} = (Z_2 - Z_1) + \frac{144 \cdot (p_2 - p_1)}{\rho * g} + \Delta [m] \quad (6.26)$$

Donde p_1 y p_2 son las presiones en el desaireador y el Generador de Vapor correspondientemente y van en unidades de Psi.

3) *Construcción de la curva del sistema*

Conocida la carga total de la bomba para un caudal, es posible ahora obtener la curva del sistema haciendo uso de la ecuación (6.22), la cual queda de la siguiente forma:

$$H_{Total} = \left(a \cdot Q^2 + H_{Est} + \frac{(p_2 - p_1)}{\rho * g} \right) [m] \quad (6.27)$$

Donde una vez conocida la constante “a” lo único que varía es el caudal y de esta manera es posible determinar distintas alturas y así construir la curva del sistema.

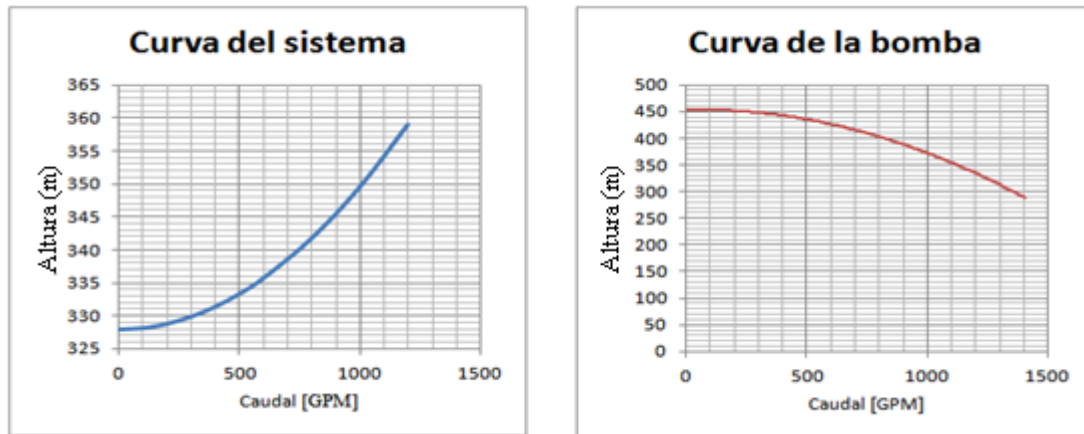


Figura 6. 10 Ejemplo de una curva del sistema y una curva de la bomba

4) *Determinación del punto de trabajo de la bomba*

Una vez conocida la curva del sistema es posible interceptarla con las curvas características de la bomba y obtener el punto de trabajo.

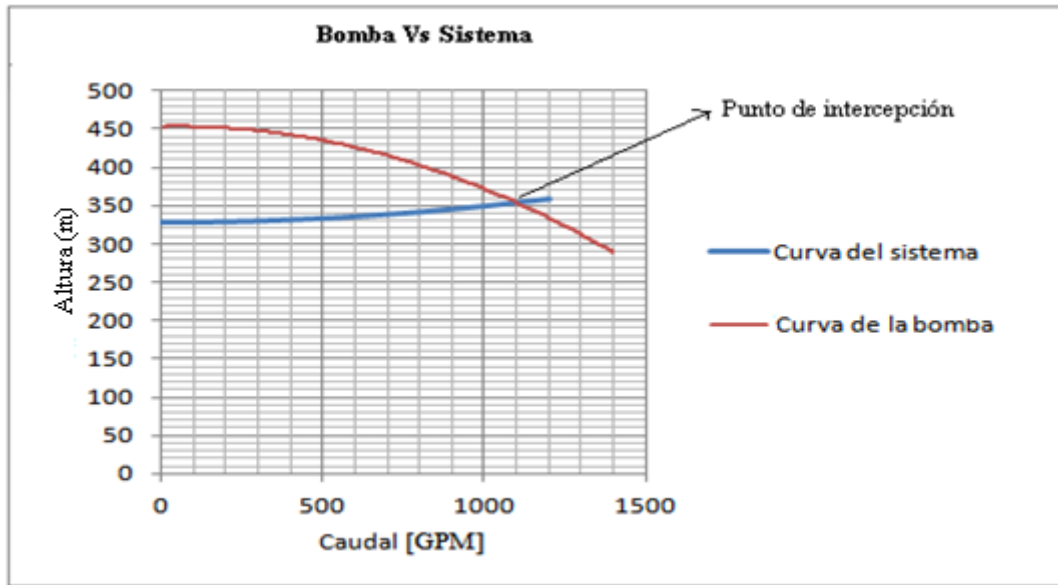


Figura 6. 11 Punto de trabajo de una bomba

Evaluación física de los equipos principales de la planta, mejoras del ciclo térmico y evaluación económica del proyecto

CAPÍTULO

VIII

Se presenta un estudio de los ensayos destructivos y no destructivos que se deben aplicar a cada equipo para conocer su estado, además de evaluar las mejoras del ciclo térmico en lo que a consumo específico de vapor, eficiencia, ahorro de combustible se refiere. Se mostrará también una comparación del costo de inversión del kilovatio instalado de un proceso de repotenciación con respecto a la instalación de una central termoeléctrica a vapor nueva de la misma capacidad.

CAPÍTULO VII

7.1 DIAGNÓSTICO DEL ESTADO FÍSICO DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES DE LA PLANTA

Con la aplicación de los ensayos, inspecciones y labores de limpieza que se presentan a continuación es posible determinar cuál es el estado físico de los equipos principales de la central, además de permitir evaluar la vida útil remanente de los mismos.

Al iniciar el chequeo de las unidades se debe contar con los planos generales, planos de detalle, herramientas y equipo requerido según sea el ensayo que se requiera realizar, así como de personal que físicamente ejecutará cada una de las actividades.

El chequeo de los equipos (Generador de Vapor, Turbina a Vapor, Trenes de Condensado y Alimentación) se desarrolla básicamente en cuatro etapas, que son:

- *Desmontaje, inspección y evaluación.*
- *Limpieza y corrección o sustitución.*
- *Montaje.*
- *Ajuste y pruebas.*

El desmontaje, inspección y evaluación inicia con el paro de la unidad en la cual se desarrollarán todas las actividades de desarme de componentes, efectuando a la vez una inspección visual que ayude a determinar las condiciones actuales de los equipos, y en caso de encontrar anomalías hacer las correcciones procedentes tan pronto sea posible.

Para el inicio de la segunda fase se procede a la limpieza de partes y a efectuar una serie de pruebas no destructivas como complemento de la inspección visual hecha durante el desmontaje.

La limpieza es muy importante puesto que con equipos sin residuos producto de los procesos de funcionamiento se podrán tomar mejores indicaciones, inspecciones más eficientes y resultados de los ensayos aplicados más precisos. De forma paralela se iniciarán las correcciones necesarias a los diferentes componentes que así lo requieran.

El montaje se inicia cuando la limpieza, inspección y rehabilitación de componentes lleva un alto porcentaje de avance, suficiente para no hacer pausas por falta de piezas disponibles.

Para realizar estas actividades es indispensable contar con herramientas de precisión en óptimas condiciones, así como los accesorios y dispositivos para las diversas maniobras. Una vez que se tiene el equipo montado totalmente, se está en condiciones de efectuar la última etapa que es la de ajuste y prueba.

Tabla 7. 1 Diagnóstico del estado físico de los equipos principales de la planta

GENERADOR DE VAPOR			
Componentes	Puntos de revisión	Inspección visual	Aplicación de ensayos destructivos y no destructivos
1-.Tambor	1-.Superficie interna del tambor	1-.Depósitos 1) <i>Ubicación</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Peso</i> 4) <i>Composición</i> 2-.Agrietamiento, corrosión y erosión	<i>1-Líquidos penetrantes</i> Una vez finalizada la inspección visual tanto en la parte externa como interna del tambor, se

		<p>Poner particular atención en:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) <i>Partes soldadas</i> 2) <i>Boca de visita</i> 3) <i>Conexiones de toma de manómetro e indicador de nivel</i> 4) <i>Boquilla soldada</i> 5) <i>Alrededor del nivel normal de agua</i> <p>3-. Uso y desgaste en la empacadura de la boca de visita</p>	<p>debe aplicar tintes penetrantes para detectar discontinuidades lineales y esféricas que puedan existir en la superficie.</p>
	<p>2-.Partes internas del tambor</p>	<p>1-.Depósitos y adherencia de impurezas</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) <i>Ubicación</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Composición</i> <p>2-Sello</p> <p>3-Grietas, corrosión y erosión</p>	
	<p>3-.Indicador de nivel de agua</p>	<p>1-.Deformación del cuerpo indicador</p> <p>2-.Sellador en los puntos de conexión</p>	

		3-.Suciedad	
2-.Tubos del Generador de Vapor	1-.Tubos de la pared de agua	<p>1-.Depósitos en la parte externa de los tubos</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) <i>Ubicación y distribución</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Espesor</i> 4) <i>Composición</i> <p>2-.Superficie de los tubos</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) <i>Resquebrajaduras, corrosión y erosión</i> <p>3-.Deformación y desalineación de los tubos</p> <p>4-.Deterioro de los refractarios</p> <p>5-.Soldadura</p>	<p>1-.Ultrasonido:</p> <p>Se deben aplicar técnicas de ultrasonido a lo largo y ancho de los tubos de la pared del agua, para detectar pérdidas de espesores y discontinuidades internas.</p> <p>2-.Líquidos penetrantes:</p> <p>Se aplican líquidos penetrantes en las soldaduras circunferenciales, con el objeto de detectar discontinuidades lineales y esféricas en la superficie de la misma.</p> <p>3-.Metalografía:</p> <p>Se debe cortar una sección del tubo según las necesidades juzgando</p>

			por las inspecciones no destructivas y realizar un ensayo micrográfico.
	2.-Tubos de sobrecalentador y recalentador	<p>1.-Depósitos en la superficie externa de los tubos</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) <i>Ubicación y distribución</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Espesor</i> 4) <i>Composición</i> <p>2.-Superficie de los tubos</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) <i>Resquebrajaduras, corrosión y erosión</i> 2) <i>Desgaste y deformación de los metales de espaciadores y soportes</i> 3) <i>Deformación y desalineación de los tubos</i> 4) <i>Medición del diámetro exterior</i> 	<p>1.-Ultrasonido:</p> <p>Se deben aplicar técnicas de ultrasonido a lo largo y ancho de los tubos del sobrecalentador y recalentador, para detectar pérdidas de espesores y discontinuidades internas.</p> <p>2.-Líquidos penetrantes:</p> <p>Se aplican líquidos penetrantes en las soldaduras circunferenciales, con el objeto de detectar discontinuidades lineales y esféricas en la superficie.</p>

			<p>3-Metalografía:</p> <p>Se debe cortar una sección del tubo según las necesidades juzgando por las inspecciones no destructivas y realizar un ensayo micrográfico.</p>
	3.-Tubos de conexión	1.-Partes soldadas	<p>1.-Líquidos penetrantes:</p> <p>Se aplican líquidos penetrantes en las soldaduras circunferenciales, con el objeto de detectar discontinuidades lineales y esféricas en la superficie.</p>
	4.-Tubos bajante y subiente	<p>1.-Depósitos en la parte externa de los tubos</p> <p>1) <i>Ubicación y distribución</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Espesor</i> 4) <i>Composición</i></p> <p>2.-Superficie de los tubos</p> <p>1) <i>Resquebrajaduras, corrosión y erosión</i></p> <p>3.-Deformación y desalineación de los</p>	<p>1.-Ultrasonido:</p> <p>Se deben aplicar técnicas de ultrasonido a lo largo y ancho de los tubos del economizador, para detectar pérdidas de espesores y discontinuidades internas.</p> <p>2.-Partículas magnéticas:</p> <p>Se aplican partículas magnéticas en las</p>

	tubos	soldaduras circunferenciales, con el objeto de detectar discontinuidades lineales y esféricas en la superficie.
	4-.Soldadura	
5-.Tubos del economizador	<p>1-.Costra y depósitos en la parte externa de los tubos</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) <i>Ubicación</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Cantidad</i> 4) <i>Composición</i> <p>2-.Superficie de los tubos</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) <i>Resquebrajadura, corrosión y erosión</i> 2) <i>Deformación y desalineación de los tubos</i> 3) <i>Desgaste del metal de rebabas y sellos</i> 4) <i>Medición del diámetro exterior</i> 	<p>1-.Ultrasonido:</p> <p>Se deben aplicar técnicas de ultrasonido a lo largo y ancho del economizador, para detectar pérdidas de espesores y discontinuidades internas.</p> <p>2-.Líquidos penetrantes:</p> <p>Se aplican líquidos penetrantes en las soldaduras circunferenciales, con el objeto de detectar discontinuidades lineales y esféricas en la superficie.</p> <p>3-.Metalografía:</p> <p>Se debe cortar una sección del tubo según las necesidades juzgando por</p>

			las inspecciones no destructivas y realizar un ensayo micrográfico.
3.-Horno	1-Envoltura metálica, sellos, aislación y refractarios	<p>1-Fuga de gases de la envoltura metálica y sellos.</p> <p>2-Sellado de las partes perforadas de la envoltura metálica.</p> <p>3-Deformación de la envoltura metálica.</p> <p>4-Deterioro de los refractarios y aislamientos</p>	<p>1-Inspeccionar las partes con fugas.</p> <p>2-Componer el aislamiento y refractario dañado.</p>
4.-Partes sometidas a presión	1-Prueba hidrostática	<p>1-Escapes</p> <p>1) <i>Se debe preparar un alumbrado suficiente para la inspección</i></p> <p>2) <i>Una vez detectadas las fugas se deben reparar y someter a prueba nuevamente</i></p>	
5.-Válvulas de	1-Tambor, sobrecalentador	1-Daños en la lámina discoidal	1-Pulimiento de la

seguridad	y recalentador	<p>2-.Agarrotamiento en el anillo de ajuste y otras partes móviles</p> <p>3-.Agarrotamiento y desgaste del vástago de las válvulas</p> <p>4-.Resquebrajadura en el casquete de las válvulas</p> <p>5-.Revisión del movimiento radial</p>	<p>superficie de la lámina</p> <p>2-.inspeccionar y reparar la desalienación de las piezas de su centraje</p> <p>3-.Prueba de calibración de la graduación de las válvulas de seguridad</p> <p>4-.Aplicar ensayo de ultrasonido para detectar fisuras.</p>
-----------	----------------	--	--

Tabla 7. 2 Diagnóstico estado físico del Generador de Vapor

Equipos auxiliares del generador de vapor			
Equipos	Puntos de revisión	Inspección	Acción
1-.Bomba de circulación del Generador de Vapor	1-.Carcasa de la bomba	<p>1-.Junta de acoplamiento Bomba/Motor</p> <p>2-.Anillo de desgaste de la carcasa</p>	<p>1-.Medición del diámetro interior del anillo de desgaste de la carcasa.</p> <p>2-.Reemplazar la empacadura de</p>

		3-.Superficie interna de la carcasa 4-.Empacadura	ser necesario.
	2-.Impulsor	1-.Inspección de perforaciones de toda superficie 2-.Anillo de desgaste del impulsor	1-.Medición del diámetro exterior del anillo de desgaste del impulsor. 2-.Se realiza una inspección borosónica en el impulsor de la bomba con el fin de detectar discontinuidades geométricas.
	3-.Eje del rotor	1-.Inspección del equilibrio dinámico del conjunto rotativo 2-.Inspección de la alineación del eje 3-.Diámetro de la municionera	1-.Comprobación del equilibrio mecánico. 2-.Medición de la alineación del eje y del diámetro exterior de la municionera. 3-. Se realiza una inspección borosónica en el impulsor de la bomba con el fin de detectar discontinuidades geométricas.

	4-.Conjunto estator	1-.Resistencia de la aislación 2-.Anillos de retención de los prensaestopas terminales	1-.Cambiar los anillos de retención de ser necesario.
	5-.Carcasa y tapa de fondo del motor	1-.Junta de acoplamiento Bomba/Motor y Motor/Tapa de fondo	1-.Cambiar las empacaduras de ser necesario.
	6- .Municionera	1-.Juego de la municionera 2-.Anillo de soporte	1-.Revisar el desgaste y rotura de los topes de la municionera y recambiarlos si es necesario. 2-.Medir el diámetro interior del anillo de soporte y recambiarlo si es necesario.

<p>2- .Precalentador de aire</p>		<p>1.-Depósitos</p> <p>1) <i>Ubicación</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Cantidad</i> 4) <i>Composición</i></p> <p>2.-Corrosión, erosión y desgaste de los elementos calentadores</p> <p>3.-Juego y desgaste de las partes rotativas y partes selladoras</p> <p>4.-Dispositivo transmisor y cojinete</p> <p>5.-Aceite lubricante</p>	<p>1.-Ajustar el equilibrio del rotor y calibrar cada juego.</p> <p>2.-Cambiar el aceite lubricante según las necesidades</p>
--	--	--	---

<p>3-.Ventilador de tiro forzado y ventilador de recirculador de gases</p>		<p>1-.Adherencia de materias extrañas</p> <p>1) <i>Ubicación</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Cantidad</i> 4) <i>Composición</i></p> <p>2-.Corrosión, erosión, desgaste y/o daños en la envoltura, cubo de las palas y revestimientos</p> <p>3-.Estado de los pernos y tuercas de fijación</p> <p>4-.Inspección de los cojinetes de los ejes y partes selladoras</p> <p>5-.Desgaste en los estranguladores y aletas</p> <p>6-.Distorsión de los ejes</p>	<p>1-.Limpieza</p> <p>1) <i>La municionera del eje se debe limpiar con piedra de afilar.</i></p> <p>2) <i>Los cojinetes y sellos se limpian con solvente y aire comprimido.</i></p> <p>3) <i>Remover completamente las materias extrañas adheridas.</i></p> <p>4) <i>Los revestimientos, los álabes, los estranguladores y las envolturas se limpiarán con agua.</i></p> <p>2-.Ajustar los álabes y los estranguladores.</p> <p>3-.Cambiar el lubricante.</p> <p>4-.Revizar la vibración y la temperatura de los cojinetes durante el arranque.</p>
<p>4-.Ducto de gas y ducto</p>		<p>1-.Adherencia de materias extrañas</p>	<p>1-.Revisar la corrosión y distorsión y reparar según las</p>

de aire		<p>2.-Corrosión, erosión y grietas</p> <p>3.-Aislamiento</p> <p>4.-Soporte colgante</p>	<p>necesidades</p> <p>2.-Revisar el espesor de las placas de los ductos según las necesidades.</p> <p>3.-Reemplazar el aislamiento según las necesidades.</p>
5-.Bomba de aceite combustible		<p>1.-Estado de los rotores</p> <p>2.-Desgaste y rajadura en la carcasa</p> <p>3.-Daños de los sellos</p> <p>4.-Válvula de descarga</p> <p>5.-Desgaste en el empuje</p>	<p>1.-Desmontar y limpiar la bomba.</p> <p>2.-Limpiar y reajustar los rotores.</p> <p>3.-Desmontar la válvula de descarga y volver a montar después de la inspección.</p> <p>4.-Limpiar los cedazos.</p> <p>5.-Reemplazar las partes dañada y/o desgastadas.</p>

Tabla 7. 3 Diagnóstico de la turbina de vapor

TURBINA DE VAPOR		
Componentes	Inspección visual	Aplicación de ensayos destructivos y no destructivos
1.-Carcasa de la Turbina	1.- Inspección de la superficie interna y externa 2.-Anillo de desgaste de la carcasa 3.-Superficie interna de la carcasa 4.-Incremento en el juego de las empaaduras 5.-Sellos	1.-Antes de aplicar algún ensayo es necesario limpiar la superficie, para ello se suele utilizar un chorro de oxido de aluminio 220. 2.-Aplicación de tintes penetrantes en la superficie de la carcasa para detectar posibles grietas o fisuras.
2.-álabes	1.-Inspeccionar toda la superficie de los álabes 1) <i>Resquebrajadura, corrosión y erosión</i> 2) <i>Desgaste en el metal</i>	1.-Antes de aplicar algún ensayo en los álabes es necesario limpiar los mismos haciendo uso de un chorro de óxido de aluminio con un tamaño de grano de 220. 2.-Se debe realizar un ensayo de dureza para determinar la dureza superficial de los álabes.

		<p>3.-Se debe aplicar tintes penetrantes para detectar fisuras o grietas en la superficie del álabe.</p> <p>4.-Se le aplican corrientes inducidas para detectar imperfecciones internas en el material, se debe realizar sobre la superficie completamente limpia.</p>
3.Eje del rotor	<p>1.-Inspección del equilibrio dinámico del conjunto rotativo.</p> <p>2.-Inspección de la alineación del eje</p> <p style="padding-left: 40px;"><i>1) Combadura del eje rotor</i></p> <p>3.-Inspección de toda la superficie del eje del rotor</p> <p style="padding-left: 40px;"><i>1) Fisuras o grietas</i></p>	<p>1.-Comprobación del equilibrio mecánico.</p> <p>2.-Para detectar discontinuidades superficiales se puede realizar el ensayo tintes penetrantes o partículas magnéticas, ambos ensayos permitirán poder detectar imperfecciones superficiales que son imperceptibles a simple vista.</p> <p>3.-Para detectar imperfecciones internas se puede realizar un ensayo borosónico o ultrasonido; ambos permitirán detectar discontinuidades internas que pueda existir en el eje.</p>

4.Tobera y diafragmas	<p>1.-Inspección de toda la superficie de las toberas de la turbina.</p> <p>1) <i>Erosión en las toberas</i> 2) <i>Reducción del área de la tobera debido a incrustaciones</i></p> <p>2.-Inspección de toda la superficie de los diafragmas de la turbina.</p> <p>1) <i>Deformación de los diafragmas</i> 2) <i>Erosión en los diafragmas</i></p>	<p>1.-Antes de aplicar algún ensayo en las toberas es necesario limpiar los mismos haciendo uso de un chorro de óxido de aluminio con un tamaño de grano de 220.</p> <p>2.-Se recomienda la aplicación de un ensayo de radiografía con el fin de detectar grietas, corrosión, variación de espesor o inclusiones.</p> <p>3.-La aplicación de tintes penetrantes para la detección de grietas o fisuras en la superficie.</p> <p>4.-Se recomienda la aplicación de un ensayo metalográfico, para determinar la dureza y composición del material.</p>
5.Válvula de vapor principal	<p>1.-Se realiza una inspección visual</p> <p>1) <i>Revisión de posible corrosión en el vástago</i></p> <p>2) <i>Calibración</i></p> <p>3) <i>Detección de fugas en el sistema de acoplamiento</i></p>	<p>1.-Prueba de calibración de la graduación de la válvula</p> <p>2.-Verificación del sellado en el cierre</p> <p>3.-Aplicar ensayo de ultrasonido para detectar fisuras.</p>

Tabla 7. 4 Diagnóstico Tren de Agua de Alimentación y Condensado

TREN DE AGUA DE ALIMENTACIÓN Y CONDENSADO			
Equipos	Puntos de revisión	Inspección visual	Aplicación de ensayos destructivos y no destructivos
1.- Condensador	1.-Tubos del condensador	<p>1.-Depósitos en la superficie externa de los tubos</p> <p>1) <i>Ubicación y distribución</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Espesor</i> 4) <i>Composición</i></p> <p>2.-Superficie de los tubos</p> <p>1) <i>Resquebrajaduras, corrosión y erosión</i> 2) <i>Desgaste y deformación de los metales de espaciadores y soportes</i> 3) <i>Deformación y desalineación de los tubos</i> 4) <i>Medición del diámetro exterior</i></p> <p>3.-Sellos</p>	<p>1.-Se debe realizar una limpieza en los tubos, internas y externas. Para la limpieza interna se suelen hacer pasar bolas de caucho esponjado q atraviesan por el interior de los tubos.</p> <p>2.-Se debe aplicar el ensayo corrientes de Eddy en los tubos con el fin de detectar picadura, grietas, corrosión, surcos y hendiduras que puedan provocar fallas en los tubos.</p> <p>3.-Se deben aplicar ensayos de ultrasonido para detectar pérdidas de vacío en el condensador.</p>
	2.-Bombas de condensado y	1.-Estado de los rotores	1.- Inspección con los sentidos (detección de ruidos anormales,

	de circulación	<p>2-.Desgaste y rajadura en la carcasa</p> <p>3-.Daños de los sellos</p> <p>4-.Válvula de descarga</p> <p>5-.Desgaste en el empuje</p>	<p>lores anormales)</p> <p>2-.Medir niveles de vibración</p> <p>3-.Desmontar y limpiar la bomba</p> <p>4-.Limpiar y reajustar los rotores</p> <p>5-.Desmontar la válvula de descarga y volver a montar después de la inspección</p> <p>6-.Limpiar los cedazos</p> <p>7-.Reemplazar las partes dañada y/o desgastadas</p>
2- .Calentadores de alta y baja presión	1.-Tubos de los calentadores	<p>1.-Costra y depósitos en la parte externa de los tubos</p> <p>1) <i>Ubicación</i></p> <p>2) <i>Color</i></p> <p>3) <i>Cantidad</i></p> <p>4) <i>Composición</i></p> <p>2-.Superficie de los tubos</p> <p>1) <i>Resquebrajadura, corrosión y erosión</i></p> <p>2) <i>Deformación y desalineación de los tubos</i></p>	<p>1-.Se debe aplicar el ensayo corrientes de Eddy en los tubos con el fin de detectar picadura, grietas, corrosión, surcos y hendiduras que puedan provocar fallas en los tubos.</p> <p>2-.Se aplican líquidos penetrantes en las soldaduras circunferenciales, con el objeto</p>

		<p>3) <i>Medición del diámetro exterior</i></p> <p>3.-Sellos</p>	de detectar discontinuidades lineales y esféricas en la superficie.
	2.-Casco de los calentadores	1.-Inspeccionar toda la superficie externa e interna del casco	1.-Aplicación de tintes penetrantes para detectar discontinuidades lineales y esféricas en la superficie
3.-Desaireador	1.-Casco	<p>1.-Depósitos</p> <p>1) <i>Ubicación</i> 2) <i>Color</i> 3) <i>Peso</i> 4) <i>Composición</i></p> <p>2.-Agrietamiento, corrosión y erosión</p> <p>Poner particular atención en:</p> <p>1) <i>Partes soldadas</i> 2) <i>Boca de visita</i> 3) <i>Conexiones de toma de manómetro e indicador de nivel</i> 4) <i>Boquilla soldada</i> 5) <i>Alrededor del nivel normal de agua</i></p>	1.-Aplicación de tintes penetrantes para detectar discontinuidades lineales y esféricas en la superficie

4-.Bomba de agua de circulación		<p>1-.Estado de los rotores</p> <p>2-.Desgaste y rajadura en la carcasa</p> <p>3-.Daños de los sellos</p> <p>4-.Válvula de descarga</p> <p>5-.Desgaste en el empuje</p>	<p>1.- Inspección con los sentidos (detección de ruidos anormales, olores anormales)</p> <p>2-.Medir niveles de vibración</p> <p>3-.Desmontar y limpiar la bomba con chorros de arena para desprender el lodo que esta pueda tener.</p> <p>4-.Limpiar y reajustar los rotores</p> <p>5-.Desmontar la válvula de descarga y volver a montar después de la inspección</p> <p>6-.Limpiar los cedazos</p> <p>7-.Reemplazar las partes dañada y/o desgastadas</p>
---------------------------------	--	---	--

7.2 MEJORAS EN EL CICLO TÉRMICO DE LA PLANTA

El proyecto de reingeniería que se plantea debe garantizar la mejora del ciclo térmico de la planta para que éste sea rentable; dichas mejoras permitirán que la

planta aumente su potencia, eficiencia y vida útil, además de un importante ahorro en el combustible que ésta quema.

Para un proyecto como éste, se parte de la premisa de que se debe procurar en la medida de lo posible aumentar la potencia, manteniendo fijos los parámetros de operación originales; éstos son: temperatura, presión y rata de flujo de vapor.

Para estimar el aumento de potencia, eficiencia y ahorro de combustible se partirá de resultados obtenidos en previas repotenciaci3n hechas en el pa3s. En los a3os 90 se llevaron a cabo los 3nicos dos proyectos de de este tipo en Venezuela obteni3ndose los siguientes resultados:

7.2.1 Repotenciación Tocoa

Este proyecto se ejecut3 en una planta de 60 MW y a continuaci3n se presentan los resultados.

Tabla 7. 5 Datos antes de la repotenciación de TACOA

DATOS ANTES DE LA REPOTENCIACIÓN	
Potencia máxima (KW)	60.000
Rata de flujo de vapor (kg/h)	250.000
Eficiencia de planta	0,34
Consumo espec3fico de vapor (kg/KWh)	4,17
Rata de flujo de combustible (kg/h)	15922,16
Poder calor3fico del combustible (kJ/kg)	39900

Tabla 7. 6 Datos óptimos esperados del proceso de repotenciación

DATOS ÓPTIMOS ESPERADOS	
Potencia(KW)	72.000
Flujo de vapor (kg/h)	250.000
Eficiencia de planta	0,40
Consumo específico de vapor inicial (kg/KWh)	3,47
Rata de Flujo de combustible (kg/h)	15922,16
Poder calorífico del combustible (kJ/kg)	39900

Tabla 7. 7 Datos después de la repotenciación de TACOA

DATOS DESPUES DE LA REPOTENCIACIÓN	
Potencia Final (KW)	72.000
Rata de flujo de vapor final (kg/h)	287.272,72
Eficiencia final	0,36
Consumo específico de vapor (kg/KWh)	3,99
Rata de flujo de combustible (kg/h)	18.045,11
Poder calorífico del combustible (kJ/kg)	39900

De los resultados obtenidos una vez finalizada la repotenciación se puede apreciar que la potencia se aumentó en un 20%, mientras que la eficiencia lo hizo en un 2%, el Consumo Específico de Vapor de la turbina fue reducido en un 4,24% y el consumo de combustible se logró reducir en 5,56%.

7.2.2 Repotenciación Ampliación Tacona

Este proyecto se ejecutó en una planta de 400 MW y a continuación se presentan los resultados.

Tabla 7. 8 Datos antes de la repotenciación de Ampliación TACOA

DATOS ANTES DE LA REPOTENCIACIÓN	
Potencia máxima (KW)	413.400
Rata de Flujo de vapor (kg/h) (90% apertura de válvula)	1.360.800
Eficiencia de planta	0,34
Consumo específico de vapor (kg/KWh)	3,29
Rata de flujo de combustible (kg/h)	109703,67
Poder calorífico del combustible kJ/kg)	39900

Tabla 7. 9 Datos óptimos esperados de la repotenciación de Ampliación TACOA

DATOS ÓPTIMOS ESPERADOS	
Potencia(KW)	460.000
Rata de flujo de vapor (kg/h)	1.360.800
Eficiencia de planta	0,378
Consumo específico de vapor inicial (kg/KWh)	2,96
Rata de flujo de combustible (kg/h)	109703,67
Poder calorífico del combustible (kJ/kg)	39900

Tabla 7. 10 Datos después de la repotenciación de Ampliación TACOA

DATOS DESPUES DE LA REPOTENCIACIÓN	
Potencia Final (KW)	460.000
Rata de Flujo de vapor final (kg/h)	1.450.000
Eficiencia final	0,37
Consumo específico de vapor (kg/KWh)	3,15
Rata de flujo de combustible (kg/h)	112172,32
Poder calorífico del combustible (kJ/kg)	39900

De los resultados obtenidos una vez finalizada la repotenciación se puede apreciar que la potencia se aumentó en un 15%, mientras que la eficiencia lo hizo en un 3%, el consumo específico de vapor de la turbina fue reducido en un 4.24% y el consumo de combustible se logró reducir en 8.11%.

Es importante tener en cuenta que a diferencia de la repotenciación hecha en la máquina de 60 MW, en ésta fue necesario modificar el Generador de Vapor, ya que éste no producía el flujo necesario para producir 460 MW por lo que el costo del kilovatio instalado fue mayor. Se logró un aumento en la rata de flujo de vapor en un 4.8%.

7.2.3 Ahorro en el combustible

Partiendo de los datos para una máquina de 400 MW y una de 60 MW es posible estimar un ahorro del combustible al cabo de 10 años una vez finalizada la repotenciación.

Para una máquina de 60 MW

Suponiendo que la máquina después de ser repotenciada a 72 MW genera como carga promedio anual 60 MW, es posible obtener una estimación del gasto de combustible al cabo de 10 años; para el cálculo se supondrá un factor de inflación del 3% anual.

Suponiendo que se quema gas natural y el costo del combustible es de $1\$/1.10^6\text{Btu}$ se tienen los siguientes resultados:

Tabla 7. 11 Gasto en combustible al cabo de 10 años

Gasto en combustible al cabo de 10 años	
Costo del combustible antes de la repotenciación $\eta = 34\%$	60.472.127,91 \$
Costo del combustible si aumenta en 1% la eficiencia de la planta	58.744.352,83 \$
Costo del combustible si aumenta en 2% la eficiencia de la planta	57.112.565,25 \$
Costo del combustible si aumenta en 3% la eficiencia de la planta	55.568.982,4 \$

Se puede apreciar de la siguiente tabla que si se logra aumentar la eficiencia de la planta en 1%, 2% o 3%, al cabo de 10 años se ahorra aproximadamente lo siguiente:

Tabla 7. 12 Perspectiva del ahorro en \$ si aumenta la eficiencia

Ahorro de combustible en dólares	
Ahorro en dólares si aumenta la eficiencia de la planta en 1%	1.727.775,08 \$
Ahorro en dólares si aumenta la eficiencia de la planta en 2%	3.359.562,66 \$
Ahorro en dólares si aumenta la eficiencia de la planta en 3%	4.903.145,51 \$

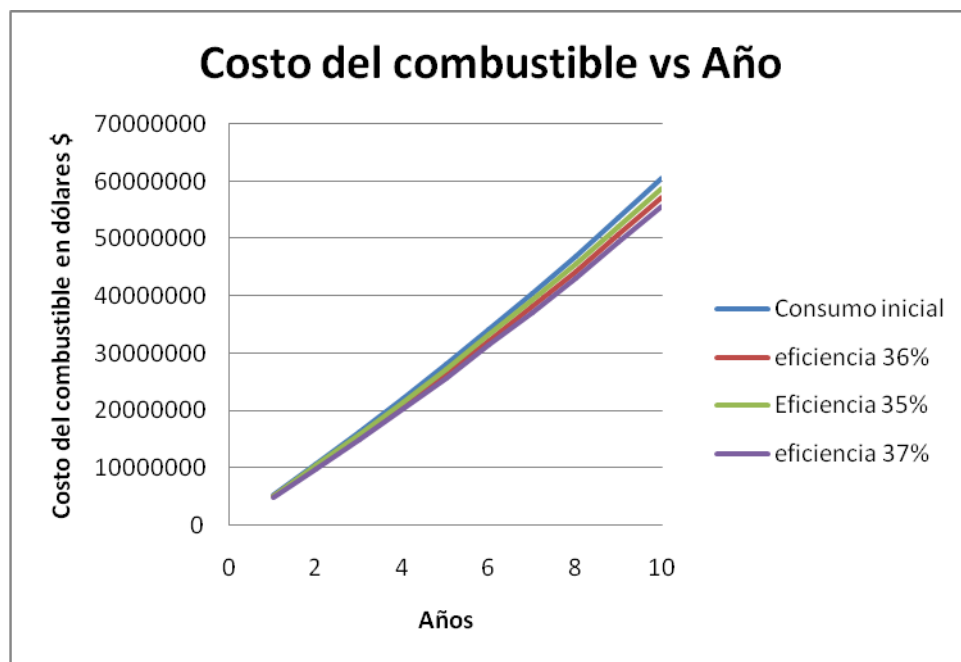


Figura 7. 1 Grafica del costo del combustible en el tiempo

Para una máquina de 400 MW

Suponiendo que la máquina después de ser repotenciada a 460 MW genera como carga promedio anual 400 MW, es posible obtener una estimación del gasto de combustible en dólares al cabo de 10 años; para el cálculo se supondrá un factor de inflación del 3% anual.

Suponiendo que se quema gas natural y el costo del combustible es de $1\$/1.10^6\text{Btu}$ se tienen los siguientes resultados:

Tabla 7. 13 Gasto del combustible en un determinado tiempo

Gasto en combustible al cabo de 10 años	
Costo del combustible antes de la repotenciación $\eta= 34\%$	403.147.519,4 \$
Costo del combustible si aumenta en 1% la eficiencia de la planta	391.629.018,8 \$
Costo del combustible si aumenta en 2% la eficiencia de la planta	380.750.435 \$
Costo del combustible si aumenta en 3% la eficiencia de la planta	370.459.882,7 \$

Se puede apreciar de la siguiente tabla que si se logra aumentar la eficiencia de la planta en 1%, 2% o 3%, al cabo de 10 años si existirá un ahorro considerable en la inversión del combustible, como se muestra en la tabla 7.13

Tabla 7. 14 Perspectiva del ahorro en \$ si aumenta la eficiencia

Ahorro de combustible en dólares	
Ahorro en dólares si aumenta la eficiencia de la planta en 1%	11.518.500,55 \$
Ahorro en dólares si aumenta la eficiencia de la planta en 2%	22.397.084,41 \$
Ahorro en dólares si aumenta la eficiencia de la planta en 3%	32.687.636,71 \$

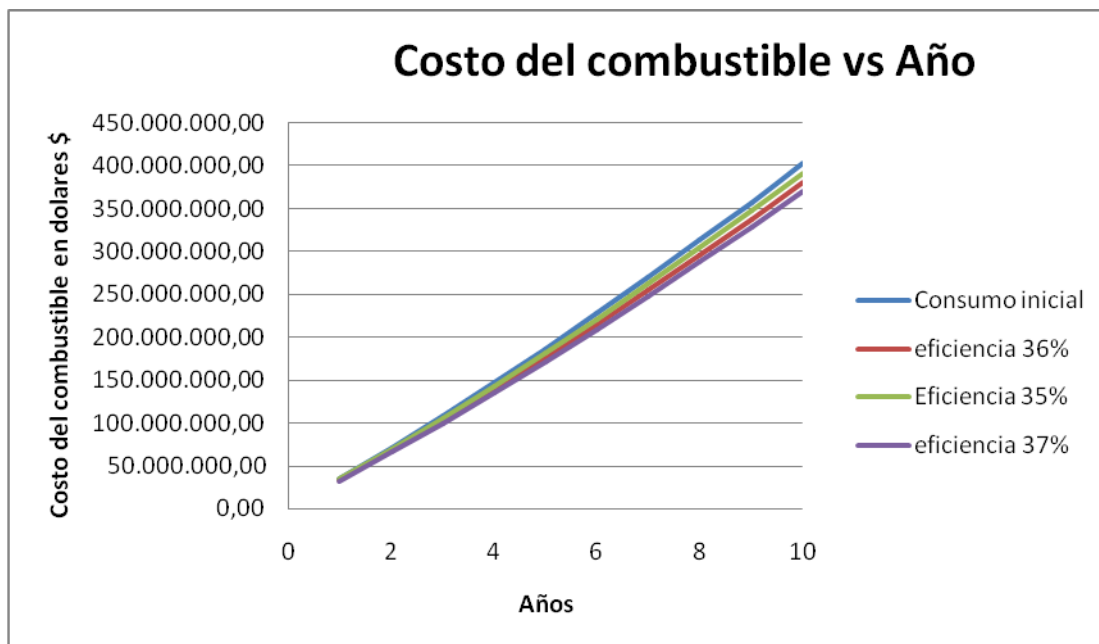


Figura 7. 2 Costo de combustible según el aumento de eficiencia

7.3 COSTO DEL KILOVATIO INSTALADO

Es importante hacer un estimado del costo que implica desarrollar un proyecto como éste para determinar la rentabilidad del mismo. En un proyecto de este tipo el costo del kilovatio instalado varía de acuerdo a las condiciones de cada planta, pero en caso de que el costo de este supere el 30% de lo que costaría instalar una planta nueva, el proyecto dejaría de ser rentable.

7.3.1 Costo del kilovatio instalado para una planta nueva

Cuando se instala una planta nueva se debe considerar:

- *El equipo mecánico.*
- *Las obras civiles.*
- *El equipo eléctrico.*

- *Ingeniería.*
- *Mano de obra.*

Todos estos aspectos hacen que el costo de instalación de una planta nueva se encuentre alrededor de 2000 \$/KW y 2500 \$/KW. En los anexos se puede apreciar un presupuesto completo para una planta de 400 Mw.

7.3.2 Costo del kilovatio instalado para una planta repotenciada

A continuación se presentan 2 casos que pueden darse en una planta.

Caso 1

En la reingeniería hecha en la planta Tocoa en el año 90, la máquina pasó de generar 60 MW a generar 72 MW. Para éste proyecto una vez finalizadas las pruebas necesarias se obtuvo que el factor limitante para el aumento de potencia era la Turbina a Vapor, por lo cual las modificaciones más importantes fueron hechas en ésta y el costo del kilovatio instalado resultó menor.

El proyecto en aquel momento tuvo un costo de 250 \$/KW en comparación con el costo de instalación de una nueva que para entonces era de 1100 \$/KW.

En la actualidad una repotenciación con las mismas características, en la cual los principales cambios se dan en la turbina, puede tener a un costo ubicado entre 480 \$/KW y 500 \$/KW, es decir, que estaría entre un 20% y 25% de lo que costaría instalar una nueva donde la capacidad sea lo que se ganó en un proceso de reingeniería.

Caso 2

En la reingeniería hecha en la planta Ampliación Tocoa en el año 94, la máquina pasó de generar 400 MW a generar 460 MW. Para este proyecto una vez finalizadas las pruebas se obtuvo que el factor limitante para el aumento de potencia era el

Generador de Vapor, sin embargo en estos proyectos siempre resulta necesario hacer mejoras en la turbina por lo cual fue necesario realizar una mayor cantidad de modificaciones, incrementándose el costo del proyecto.

El proyecto en aquel momento tuvo un costo de 310 \$/KW en comparación con el costo de instalación de una central nueva que para el momento se encontraba alrededor de los 1200 \$/KW.

En la actualidad una repotenciación como ésta, en la cual es necesario realizar mejoras en la turbina, el generador y el condensador, se estima que puede ubicarse en el orden de los 580 \$/KW y 600\$/KW, es decir, que estaría entre un 24% y 29% de lo que costaría instalar una nueva.

Para ambos casos se logró un ahorro considerable en el costo de instalación de 1 KW, por lo que se puede apreciar la rentabilidad de un proyecto como éste.

CONCLUSIONES

- Se logró obtener el plan de reingeniería propuesto, el cual representa una herramienta útil para llevar a cabo procesos de repotenciación o adaptación en Centrales termoeléctricas a vapor. El plan contribuye también con el enriquecimiento del área de investigación en ingeniería, convirtiéndose en una guía práctica para ejecutar una propuesta tecnológica que en el mercado de la generación de energía está rompiendo paradigmas.
- Hoy llevar a cabo un proyecto de reingeniería en una Central Termoeléctrica a Vapor se convierte no solo en proyecto de gran envergadura si no en una propuesta exitosa con grandes beneficios.
- La evaluación operacional de los componentes que integran el generador de vapor, la turbina de vapor y el tren de agua de alimentación y condensado constituyen las bases para determinar las modificaciones que requieren los equipos, permitiendo dar un veredicto del estado operacional de cada uno y tomar las decisiones de cambio o reemplazo de los mismos.
- La evaluación física del generador de vapor, turbina de vapor, tren de agua de condensado y alimentación es un paso importante en el plan de reingeniería propuesto. Éste permite conocer el estado físico de cada componente y su vida remanente, información que no se puede obtener realizando solamente la evaluación operacional. Se logró puntualizar y definir los respectivos ensayos destructivos y no destructivos que deberán ser aplicados en los equipos principales de la planta donde se pretenda ejecutar el plan de reingeniería.
- Desde el punto de vista técnico y según experiencias ya vividas en proyectos implementados no sólo en el país si no también a nivel mundial, se logró estimar el incremento de la producción de energía, ubicándose en un rango de un 10% al

20% adicional de la capacidad de la unidad repotenciada, un incremento de la eficiencia de la planta en un rango de aproximadamente un 1% al 3%, la disminución del consumo específico de vapor en las unidades en aproximadamente 4,24% y un ahorro en el combustible entre un 2% al 8% .

- Con un proyecto de repotenciación se podrá ganar capacidad a un costo de instalación del kilovatio menor que con la instalación de una central nueva. Sobre la base del estudio económico de proyectos anteriores, se logró estimar que el costo de instalación de 1KW con un proyecto de este tipo se encuentra alrededor de 480\$/KW y 600\$/KW, mientras que el costo de instalación de 1KW en una nueva central se ubica alrededor de 2000\$/KW Y 2500\$/KW.
- Cada proyecto de reingeniería a pesar de seguir un patrón parecido y en cierto modo perseguir el mismo fin, aumentar vida útil y ganar capacidad, tendrá características específicas y dependerá de las condiciones que presenten los equipos y la central en general en donde se ejecutará el proyecto.
- Para un desarrollo exitoso del proyecto debe existir un espíritu de equipo entre el propietario y la empresa contratista, como clave para el éxito en el cumplimiento de los objetivos que se han planteado en el proyecto.
- Un proyecto de reingeniería o como técnicamente se denomina “Repotenciación” en una Central Termoeléctrica a Vapor constituye una alternativa viable y económica en generación de energía, que sustituye la necesidad de construir una nueva planta, permitiendo la reutilización de los equipos principales de la central o en su defecto la sustitución de los componentes principales de los equipos que ya han agotado su vida útil.

RECOMENDACIONES

- Los proyectos de repotenciación o bien llamados proyectos de reingeniería deben ser ejecutados por empresas matrices como la Siemens, Wenstinghouse, Alstom, Toshiba, etc, ya que ofrecen garantía operativa total del sistema y sincronización de todos los componentes de la turbina, generador de vapor y trenes de agua de alimentación y condensado una vez realizados los trabajos. Además disponen de un centro de investigación que continuamente estudia las alternativas para mejorar la operatividad de sus equipos, con personal técnico especializado, gran experiencia y el conocimiento de la tecnología de vanguardia.
- Frente a la realidad que enfrenta el sector eléctrico venezolano, es necesario optimizar los procesos productivos a corto plazo, para de esta manera solventar la crisis existente y minimizar el impacto a futuro. En este sentido la realización de planes de reingeniería tendría un impacto social importante, que favorece el desarrollo del país.
- Se recomienda que la inversión en este tipo de proyectos no supere el 35% del costo de instalación de una nueva planta. Un valor atractivo de inversión sería alrededor del 20%.
- Se debe incluir también al llevar a cabo un proyecto de reingeniería, la evaluación y acondicionamiento a las nuevas condiciones del o los generadores eléctricos, equipándolos con componentes de última tecnología.
- Para mejores beneficios y ganancia productiva es ideal llevar a cabo este tipo de procesos en plantas con capacidades mayores a 60 Mw, porque de lo contrario no sería rentable ejecutarlo dado que el porcentaje de ganancia en energía no justificaría la inversión requerida.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Álvarez, P. (2009). *Optimización de los procedimientos de mantenimiento para los equipos críticos de los generadores de vapor de planta Ampliación Tocoa*. Trabajo de grado no publicado, Universidad Central de Venezuela, Caracas. Venezuela.
- American Society of Mechanical. (2004). *Steam Turbines*. Recuperado el 20 de Agosto de 2011, de www.asme.org/products/codes.../steam-turbines.
- American Society of Mechanical Engineer. (2008). *Fired Steam Generators*. Recuperado el 20 de Agosto de 2011, de www.asme.org/products/.../fired-steam-generator.
- American Society of Mechanical Engineer. (2009). *Standard Steam Surface Condenser*. Recuperado el 20 de Agosto de 2011, de www.asme.org/.../steam-surface-condensers.
- Arias, F. (2006). *El proyecto de investigación. Introducción a la metodología científica* (5ta ed.). Caracas. Venezuela: EPISTEME.
- Ávila, M. (1980). *Plantas de Vapor*. Recopilación Universidad de los Andes, Mérida. Venezuela.
- Bello, M., & Pita, S. (1999). *Evaluación tecno-económica de la reinstalación de equipos y componentes auxiliares entre dos Centrales Termoeléctricas a Vapor*. Trabajo de grado no publicado, Universidad Central de Venezuela, Caracas. Venezuela.
- Blanco, M., Suárez, S., & Fernández, J. (1994). *Sistemas de bombeo*. Recuperado el 25 de Agosto de 2011, de http://www.unioviado.es/Areas/Mecanica.Fluidos/investigacion/_publicaciones/pdfs_libros
- Bloch, P. (1990). *Guía práctica para la tecnología de las turbinas de vapor*. México: MC GRAW HILL.
- Briceño, J., & Gómez, P. (2010). *Optimización del funcionamiento de los generadores de vapor de una central termoeléctrica operando con residual N°6*. Trabajo de grado no publicado, Universidad Central de Venezuela, Caracas. Venezuela.

- Brito, L. (2002). *Repotenciación de la Central Termoeléctrica Valle de México*. Recuperado el 20 de Marzo de 2012, de <http://www.biblio-sepi.esimez.ipn.mx/mecanica/2002>.
- Camero, Dorantes, O., Muñoz, R., & Serrano, L. (2004). *Inspección borosónica y estimación de vida remanente de rotores de turbinas de vapor*. Recuperado el 23 de Marzo de 2012, de <http://www.iie.org.mx/boletin042004/tend2.pdf>.
- Chevrier, M. (2006). *Las grandes Centrales a Vapor*. Paris. Francia.
- Church, E. (1955). *Turbina de vapor*. Perú: ALSINA.
- Dixon, B. (1998). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (4ta ed.). Liverpool. Inglaterra: Butterworth-Heineman.
- Don, C., Baldwin, G., Rich, G., Boneham, M., & Kienzle, C. (2007). *An Alstom intncrease integrated boiler and turbine retrofit project to increase unit out put and efficiency*. Recuperado el 25 de Enero de 2012, de <http://www.iie.org.mx/boletin042004/tend2.pdf>.
- Ferguson, R. (2003). *Turbogenerator Retrofit Technology Applied to thired Party Fleet*. Recuperado el 25 de Enero de 2012, de www.renewableenergyworld.com/.../end-of-warr.
- Fernández, P. (s.f). *Regulación y dispositivos de seguridad*. Tubinas de Vapor. Recuperado el 10 de Junio de 2011, de www.renewableenergyworld.com/.../end-of-warr.
- Fernández, P. (s.f). *Vaporización*. Centrales Térmicas. Recuperado el 16 de Junio de 2011, de <http://libros.redsauce.net/CentralesTermicas/PDFs/06CT.pdf>.
- Fernández, P. (s. f). *Calderas, sobrecalentadores y recalentadores*. Centrales Térmicas. Recuperado el 10 de Junio de 2011, de www.renewableenergyworld.com/.../end-of-warr.
- Fernández, P. (s.f). *Características operativas de los componentes de una caldera* . Centrales Térmicas. Recuperado el 10 de Junio de 2011, de www.renewableenergyworld.com/.../end-of-warr.
- Fernández, P. (s.f). *Transferencia de calor* .Centrales Térmicas. Recuperado el 10 de Junio de 2011, de www.renewableenergyworld.com/.../end-of-warr.

- Fernández, P. (s.f). *Turbinas de vapor de acción*. Turbinas de vapor. Recuperado el 10 de Junio de 2011, de <http://libros.redsauce.net/Turbinas/Vapor/PDFs/02Tvapor.pdf>.
- Fernández, P. (s.f). *Turbinas de vapor de reacción*. Turbinas de vapor. Recuperado el 10 de Junio de 2011, de <http://libros.redsauce.net/Turbinas/Vapor/PDFs/02Tvapor.pdf>.
- Gaffert, G. (1996). *Estudio de la construcción, características del funcionamiento e integración de toda la maquinaria pesada y ligera de una central* (2da ed.). Centrales de Vapor. México: REVERTE S.A.
- González, D. (2010). *Diseño de un calentador de agua de alimentación para una Central Térmica*. Trabajo especial de grado, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid. España.
- Gordon, J., & Van Wylen, V. (2008). *Fundamentos de Termodinámica*. Calderas. México: LIMUSA S.A.
- Hernández, R., & Monagas, M. (2005). *Evaluación tecno-económica de los precalentadores de agua de alimentación de planta Ampliación Tacao*. Trabajo de grado no publicado, Universidad Central de Venezuela, Caracas. Venezuela.
- Incropera, F., & De Witt, D. (2000). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (4ta ed.). México: PEARSON.
- ISO 10816-1. (1995). *Mechanical vibration evaluation of machine vibration by measurements on non rotating parts*. Recuperado el 20 de Agosto de 2011, de http://www.iso.org/iso/iso_catalogue/catalogue_tc/catalogue_detail.htm?number=18866.
- Japan Consulting Institute. (1994). *Feasibility study report for up-rating of Tacao unit n° 7,8 y 9*. Caracas.Venezuela: La Electricidad de Caracas C.A .
- Kienzle, C. (2007). *Turbine Retrofit for repowering projects*. Recuperado el 25 de Enero de 2012, de www.alstom.com/.../alstom-successfully-comple.
- Kohan, A. (2000). *Manual de Calderas* (Vol. I y II). México: MC GRAW HILL.
- Kreith, F. (1970). *Principios de Transferencia de Calor* . México: Herrero hermanos.

- Mataix, C. (1988). *Turbomáquinas térmicas, turbinas de vapor , turbina gas, turbocompresores*. Madrid. Venezuela: DOSSAT S.A.
- Oliveros, A. (1983). *Manual de mantenimiento de turbogeneradores de vapor de 400 MW marca TOSHIBA*. Trabajo de grado no publicado, Universidad Central de Venezuela, Caracas. Venezuela.
- Orona, S. (2009). *Evaluación térmica del condensador principal de una inidad de 160MW de una Central Termoeléctrica.Trabajo Especial de Grado*. Recuperado el 16 de Octubre de 2011, de <http://www.biblio-sepi.esimez.ipn.mx/mecanica/2009>.
- Ramírez, L., Rivera, J., Cristalinas, V., & Meriño, C. (2004). *El diagnóstico en línea de turbinas de vapor . Aplicaciones Tecnológicas*. Recuperado el 23 de Marzo de 2012, de www.iie.org.mx/boletin042004/aplica2.pdf.
- Salvador Escola, S.A. (s.f). *Manual práctico de ventilación. Catálogo Técnico*. Recuperado el 2 de Noviembre de 2011, de <http://www.mantenimientoplanificado.com/salvadorescoda.net/Manual-Ventilacion.pdf>.
- Scheglialev, A. (1978). *Turbinas de vapor la teoría del proceso térmico y las construcciones*. Morcow: MIR.
- Shackerlford, J. (1998). *Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros* (4ta ed.). Prentice Hall.
- Smith, W. (2000). *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales* (3era ed.). México: MC GRAW HILL.
- Stephen, D. (2000). *Optimised Plant Rtrofits International Joint Power Generation*. Recuperado el Noviembre22 de 2011, de www.ieee.li/.../optimizing_fossil_plant_asset_val.
- Vivien, L. (1972). *Turbinas de vapor y de gas teoria, construcción ,empleo*. Bilbao. España: URMO S.A.
- Westaway, R., & Loomis, W. (1984). *Cameron Hidraulic Data* (6ta ed.). Phillipsburg. U.S.A: Ingersoll-Rand.
- Zerpa, C. (2008). *El proyecto de grado en ingeniería. Universidad Central de Venezuela*. Caracas. Venezuela: Innovación Tecnológica.

