



**UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA**

**DETECCIÓN Y AISLAMIENTO DE FALLAS EN CÁMARAS DE  
COMBUSTIÓN DE LA TURBINA A GAS DE LA CENTRAL NUEVA RENCA**

**TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE MAGÍSTER EN CIENCIAS DE LA  
INGENIERÍA, MENCIÓN ELÉCTRICA**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL  
ELECTRICISTA**

**PABLO ANDRÉS MEDINA COFRÉ**

**PROFESOR GUÍA:  
DORIS SÁEZ HUEICHAPAN**

**PROFESOR CO-GUÍA:  
ROBERTO ROMÁN LATORRE**

**MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
GUILLERMO GONZÁLEZ REES  
ALDO CIPRIANO ZAMORANO**

**SANTIAGO DE CHILE  
ABRIL 2007**

RESUMEN DE LA TESIS  
PARA OPTAR AL GRADO DE  
MAGISTER EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA MENCIÓN ELÉCTRICA  
POR: PABLO ANDRÉS MEDINA COFRÉ  
FECHA: 25/05/07  
PROF. GUIA: SRA. DORIS SÁEZ HUEICHAPAN

### **Detección y aislamiento de fallas en las cámaras de combustión de la turbina a gas de la central Nueva Renca**

Esta tesis trata sobre la detección y aislamiento de fallas en las cámaras de combustión de una turbina a gas tubular. En particular, en esta tesis se trabaja con información constructiva de una turbina a gas 9000F1A de General Electric, la cual forma parte del ciclo combinado de generación de electricidad de la central Nueva Renca. En esta tesis se combinan los métodos de detección y aislamiento de fallas basados en modelos y en análisis de señales, ocupando para esto último la varianza de los coeficientes de la transformada wavelet discreta.

La tesis comienza con una revisión de la termodinámica asociada a las turbinas a gas, lo cual se resume al análisis del ciclo de Brayton. A partir de este estudio se desarrolla un simulador de turbinas a gas que es ajustado, a modo de ejemplo, para la turbina de la central Nueva Renca. Se espera que este simulador sea de gran utilidad en investigaciones futuras sobre turbinas a gas.

Uno de los aspectos fundamentales de esta tesis es la proposición de un modelo que permita relacionar la temperatura de las cámaras de combustión con la temperatura de los gases de escape medidas a la salida de la turbina. Es preciso mencionar que para esta modelación no se cuenta con mediciones de temperatura ni de ninguna otra variable dentro de las cámaras de combustión, dado que la instrumentación no monitorea las variables del proceso a nivel desagregado por cámaras de combustión. A partir de este modelo se desarrolla un simulador del perfil de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas, con el objeto de probar en primera instancia la solución propuesta para el problema de detección y aislamiento de fallas.

Posteriormente se formulan tres conjuntos de residuos que alertan sobre la posible existencia de una falla. Los parámetros de estos indicadores son ajustados a través del análisis de registros históricos de operación de la planta y también utilizando los simuladores desarrollados. Uno de los conjuntos de residuos propuestos para resolver el problema de detección y aislamiento de fallas está basado en la varianza de los coeficientes de la transformada wavelet discreta. Estos residuos deberán alertar cambios rápidos en la operación de las cámaras de combustión.

Finalmente estos tres conjuntos de residuos se unen en una estructura para la detección y aislamiento de fallas de manera de generar un sistema integrado y eficaz, el cual es probado utilizando los simuladores desarrollados y con los registros históricos de operación normal y con fallas.

*A mis padres, Pedro y Elizabeth, y muy en especial a mi hermana Andrea, de quien pronto quiero ver su tesis.*

## Agradecimientos

En primer lugar quisiera agradecer a Dios por la maravillosa familia que me dio y que me apoyó en este largo camino que es la universidad. Claramente, sin ellos nada de esto hubiese sido posible.

Quiero agradecer a mi profesora guía, Sra. Doris Sáez, por la confianza depositada en mi para llevar adelante esta tesis, por su calidez humana y por todos los agradables momentos que pudimos compartir en diversas actividades.

También quiero agradecer a mi profesor co-guía, Sr. Roberto Román, no sólo su valiosa cooperación en el desarrollo de esta tesis, sino que además por darme parte de su escaso tiempo para compartir ideas y visiones acerca de diversos temas.

El completo desarrollo de este trabajo fue posible gracias a la colaboración de Sigen S.A., la cual consistió en financiamiento y disposición para acceder a información de operación. Quisiera agradecer a su Gerente de Planta, Sr. Arturo Contreras, y a todo su personal por la buena acogida y la colaboración que me brindaron, en especial a los Sres. Julio Alvarado, Gino Bazo y a la Sra. Claudia Ramírez. Muy en especial quisiera agradecer a todos los turnos de operadores, quienes siempre tuvieron el tiempo y la paciencia para enseñarme sobre el real funcionamiento de una turbina a gas.

Además, quisiera agradecer a los profesores de esta comisión, Sres. Aldo Cipriano y Guillermo González, por sus valiosos aportes y comentarios en este tema que es de amplio dominio de ellos.

No puedo dejar fuera de mis agradecimientos a mis compañeros de oficina, Roberto Zúñiga, Alfredo Núñez, Juan Solís, Eduardo Sáez y Freddy Milla. A ellos les agradezco el haberme acompañado en el desarrollo de este trabajo, el cual indudablemente fue mucho más placentero gracias a ellos.

Finalmente, agradecer a mis amigos Juan Pablo Rojas, Ian Pelissier, Jaime Muñoz y Kiriaco Jarami por compartir innumerables almuerzos con muy buenas conversaciones, las cuales me hicieron sentir más acompañado durante el desarrollo de este trabajo.

## Índice

<b>1.-</b>	<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
1.1.-	Conceptos sobre detección y aislamiento de fallas .....	1
1.1.1.-	Métodos basados en modelos del sistema .....	1
1.1.2.-	Métodos basados en el análisis de señales .....	2
1.2.-	Diagnóstico de fallas .....	2
1.3.-	Revisión bibliográfica sobre detección y aislamiento de fallas en turbinas a gas.....	3
1.4.-	Objetivos de la Tesis .....	5
1.4.1.-	Objetivo General .....	5
1.4.2.-	Objetivos específicos .....	5
1.5.-	Organización de la Tesis.....	6
<b>2.-</b>	<b>ASPECTOS FENOMENOLÓGICOS Y CONSTRUCTIVOS DE LA TURBINA A GAS Y SU MODELACIÓN .....</b>	<b>7</b>
2.1.-	Introducción .....	7
2.2.-	El ciclo de Brayton y el proceso de combustión.....	7
2.3.-	Comentarios sobre aspectos prácticos de la turbina a gas .....	15
2.4.-	Descripción física de la turbina a gas de la Central Nueva Renca.....	17
2.5.-	Modos de operación de la turbina a gas de la central Nueva Renca .....	23
2.6.-	Desarrollo de un simulador para una turbina a gas .....	24
2.6.1.-	Modelación del compresor .....	27
2.6.2.-	Modelación de las cámaras de combustión .....	28
2.6.3.-	Modelación de la turbina a gas y su relación con la potencia eléctrica .....	30
2.7.-	Identificación y validación del modelo de la turbina a gas.....	30
2.8.-	Resumen.....	34

<b>3.-</b>	<b>ESTADO ACTUAL DEL PROBLEMA DE FDI EN NUEVA RENCA Y MODELACIÓN E IDENTIFICACIÓN DEL PERFIL DE TEMPERATURAS DE LOS GASES DE ESCAPE .....</b>	<b>35</b>
3.1.-	Introducción .....	35
3.2.-	El problema de FDI en cámaras de combustión de turbinas a gas y su actual estado en la central Nueva Renca .....	35
3.3.-	Modelación propuesta para el perfil de temperaturas de gases de escape.....	43
3.4.-	Identificación y validación del modelo del perfil de temperaturas de gases de escape .....	50
3.5.-	Desarrollo del simulador de perfil de temperatura de los gases de escape de la turbina a gas.....	57
3.7.-	Resumen.....	60
<b>4.-</b>	<b>SOLUCIÓN PROPUESTA PARA EL PROBLEMA DE DETECCIÓN Y AISLAMIENTO DE FALLAS .....</b>	<b>61</b>
4.1.-	Introducción .....	61
4.2.-	Definición de fallas síntomas y causas de una falla en una cámara de combustión .....	62
4.3.-	Limitaciones del spread como síntoma de falla .....	63
4.4.-	Sensibilidad del método de identificación frente a fallas en la instrumentación .....	65
4.5.-	Proposición de residuos .....	66
4.5.1.-	Residuos $r_j^1$ .....	67
4.5.2.-	Residuos $r_j^2$ .....	70
4.5.3.-	Residuos $r_j^3$ .....	72
4.6.-	Pruebas con el simulador de perfil de temperaturas .....	76
4.6.1.-	Descenso lento de la temperatura en la cámara 18 .....	77
4.6.2.-	Descalibración del termopar 30 de 20°C .....	78
4.6.3.-	Variación de 4% en 20 minutos de la temperatura de la cámara 5 .....	82
4.6.4.-	Variación de 4% en 20 minutos de la temperatura de la cámara 18 y descalibración del termopar 30 de 20 °C .....	83
4.7.-	Propuesta de estructura para detección y aislamiento de fallas en cámaras de combustión.....	84

4.8.-	Análisis de datos históricos de la operación de la turbina a gas de la central Nueva Renca .....	86
4.9.-	Resumen.....	99
<b>5.-</b>	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>100</b>
<b>ANEXO A:</b>	<b>EJEMPLO NUMÉRICO DEL EFECTO DE LOS IGV EN LAS TEMPERATURAS DE UNA TURBINA.....</b>	<b>102</b>
<b>ANEXO B:</b>	<b>GRÁFICOS Y CONSIDERACIONES DE LA IDENTIFICACIÓN Y VALIDACIÓN DEL SIMULADOR GLOBAL DE LA TURBINA A GAS DE LA CENTRAL NUEVA RENCA .....</b>	<b>104</b>
1.-	Consideraciones sobre el módulo del compresor .....	104
2.-	Consideraciones sobre la razón combustible-aire.....	104
<b>3.-</b>	<b>GRÁFICOS DEL SIMULADOR CON DATOS DE IDENTIFICACIÓN .</b>	<b>107</b>
4.-	Gráficos del simulador con datos de validación.....	108
<b>ANEXO C:</b>	<b>GRÁFICOS DE LA IDENTIFICACIÓN Y VALIDACIÓN DEL PERFIL DE TEMPERATURAS DE GASES DE ESCAPE DE LA TURBINA A GAS DE LA CENTRAL NUEVA RENCA.....</b>	<b>109</b>
1.-	Gráficos de la etapa de identificación .....	110
2.-	Gráficos de la etapa de validación.....	111
<b>ANEXO D:</b>	<b>RESULTADOS DE PRUEBAS REALIZADAS CON EL SIMULADOR DE PERFIL DE TEMPERATURAS.....</b>	<b>112</b>
1.-	Pruebas con una cámara distinta a las restantes .....	112
<b>ANEXO E:</b>	<b>COMPORTAMIENTO DEL MÉTODO DE IDENTIFICACIÓN ...</b>	<b>116</b>
<b>ANEXO F:</b>	<b>BREVE RESUMEN ACERCA DE ESPACIOS DOTADOS DE PRODUCTO INTERNO .....</b>	<b>120</b>
1.-	Introducción .....	120
2.-	Definiciones .....	120

3.- Ejemplos de espacios con producto interno.....	122
4.- Teorema de la proyección .....	122
<b>ANEXO G: TRANSFORMADA WAVELET DISCRETA.....</b>	<b>125</b>
<b>ANEXO H: ELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS ADECUADOS PARA LOS RESIDUOS <math>R_{3j}</math> .....</b>	<b>127</b>
1.- Falla modelada como descenso lineal.....	127
2.- Falla modelada como descenso exponencial.....	131
3.- Falla modelada como descenso senoidal .....	135
<b>REFERENCIAS .....</b>	<b>139</b>



## **1.- Introducción**

### **1.1.- Conceptos sobre detección y aislamiento de fallas**

La detección de fallas consiste en determinar si algo en un determinado proceso funciona de manera inadecuada, y el aislamiento de la falla consiste en determinar a qué componente del sistema corresponde la falla [1]. Para referirse a la detección y al aislamiento de fallas, en la literatura se suele utilizar la sigla FDI, por ser la abreviatura en inglés de *Fault Detection and isolation*.

Muchas veces se sabe que un sistema presenta fallas sólo cuando han sucedido catástrofes, por lo que resulta muy útil contar con una metodología que permita detectar tempranamente cuando se está en presencia de una falla, es decir, antes de requerir la intervención de un operador humano para desarrollar procedimientos de mantenimiento mayores. Además, es necesario que esta metodología permita discriminar entre una falla real del sistema y otra debido a problemas en la instrumentación.

Los métodos de detección de fallas se pueden clasificar en: (i) basados en modelos de sistemas y (ii) basados en análisis de señales medidas en el sistema

#### **1.1.1.- Métodos basados en modelos del sistema**

En estos métodos es necesario contar con un modelo del sistema que se quiere estudiar. La detección se realiza analizando las entradas y salidas disponibles con el objeto de determinar la existencia de fallas en el sistema propiamente tal como en actuadores y sensores [1].

En este grupo de métodos podemos encontrar aquellos basados en observadores de estado como también a los basados en la identificación de

parámetros. En ambos métodos se utiliza al error de estimación como síntoma de falla, siendo la única diferencia entre ambos el modo en que se formula este error.

### 1.1.2.- Métodos basados en el análisis de señales

Estos métodos son utilizados cuando no se dispone de un modelo matemático para describir al sistema, por lo que sólo es posible realizar un análisis de las características de las señales que el sistema genera, como por ejemplo de sus estadísticos media y varianza. El análisis de las señales medidas en el dominio de la frecuencia (Fourier) es una herramienta muy utilizada, como por ejemplo en el análisis de vibraciones [2], como así también el análisis mediante wavelets [3]

### 1.2.- Diagnóstico de fallas

Una manera clásica de abordar el problema de detección de fallas, ya sea basado en modelos o señales, es a través de la formulación de residuos, que son errores entre las variables medidas y estimadas del proceso [1].

Una formulación matemática de un sistema de diagnóstico de fallas es posible realizarla a través de una función binaria que tiene un argumento relacionado con el proceso

$$f(r) = \begin{cases} 1 \Rightarrow \text{falla} \\ 0 \Rightarrow \text{no hay falla} \end{cases}$$

El argumento no necesariamente es una variable del proceso, ya que en el caso general éste puede ser una función de variables del proceso, como la transformada de Fourier o wavelet de alguna medición.

Usualmente los argumentos de estas funciones son cantidades llamadas residuos y la forma de las funciones binarias es:

$$f(r) = \begin{cases} 1 & \text{si } r \in [r_{\min}, r_{\max}] \\ 0 & \text{en caso contrario} \end{cases}$$

La expresión anterior establece una relación entre cotas de un intervalo y la ocurrencia de falla. Estas cotas son posibles de obtener a través del conocimiento de la operación del sistema o mediante el uso de herramientas estadísticas como las que se utilizan en el control estadístico de la calidad [4].

### **1.3.- Revisión bibliográfica sobre detección y aislamiento de fallas en turbinas a gas**

En esta revisión, se han incorporado no sólo estudios sobre turbinas a gas para la generación de electricidad, sino que además a las turbinas para aviación, dado que la principal diferencia entre ambos tipos es sólo de tamaño.

En esta sección se mencionarán brevemente aquellos trabajos que se cree que son más representativos de las diversas líneas de investigación sobre detección y aislamiento de fallas en turbinas a gas.

Ganguli [5] plantea el uso de la lógica difusa para determinar si algún componente de la turbina a gas de un avión presenta fallas a partir de las desviaciones en las mediciones de flujo de combustible, temperatura de escape y velocidades en los rotores con respecto de los valores típicos para una turbina sana. La lógica difusa se utiliza para crear un conjunto de reglas que permita determinar qué parte de la turbina presenta fallas. Para cada variable medida se definen 9 funciones de pertenencia. El aislamiento de la falla se realiza determinando que regla presenta mayor grado de activación.

Merrington et al [6] proponen un método de detección de fallas a través de un modelo de la planta que considera los errores debidos al ruido de las mediciones, a la modelación y a la linealización de un sistema no lineal, basado en la redundancia analítica que es posible obtener a partir de datos transientes, como las partidas. Al considerar estos errores se espera cuantificar los efectos de los cambios del punto de operación cuando se usan modelos simplificados. La detección es del tipo paramétrica, es decir, se procede a identificar en un intervalo al vector de parámetros del modelo lineal que mejor aproxima el funcionamiento de la turbina, y se le compara con un vector de parámetros para el mismo punto de operación, pero cuando se sabe que la turbina funciona sin fallas. De esta manera, si la distancia entre estos vectores excede una cota, se concluye que hay falla.

Por último, Simani [7] utiliza una modelación de la turbina a gas en variables de estado. Se generan residuos empleando el filtro de Kalman, los cuales son analizados con redes neuronales con el fin de aislar la falla.

La mayoría los trabajos apuntan a identificar cuál sección de la turbina ha fallado, entendiéndose por secciones: compresor, cámaras de combustión (el conjunto de ellas), y turbina propiamente tal, pero ninguno de ellos analiza el problema de fallas a nivel de cámaras de combustión.

## **1.4.- Objetivos de la Tesis**

### **1.4.1.- Objetivo General**

El objetivo general de esta tesis es desarrollar una metodología que detecte y aisle fallas en las cámaras de combustión de la turbina a gas de la central Nueva Renca a partir de la instrumentación existente que mide la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina entre otras variables de proceso.

### **1.4.2.- Objetivos específicos**

- a) Desarrollar un simulador de la turbina a gas de Nueva Renca para ser utilizado en investigaciones futuras.
- b) Desarrollar un modelo del perfil de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas que sea capaz de relacionar las temperaturas medidas por la instrumentación con lo que ocurre al interior de las cámaras de combustión.
- c) Desarrollar un simulador a partir del modelo del perfil de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas con el objetivo de probar y ajustar las metodologías propuestas para resolver el problema de detección y aislamiento de fallas en las cámaras de combustión.
- d) Generar un conjunto de residuos que permitan detectar diversos tipos de fallas en las cámaras de combustión y una estructura de detección y aislamiento que los agrupe junto con otras variables del proceso, como por ejemplo la potencia eléctrica generada y la temperatura ambiente, relevantes para la solución del problema.

## **1.5.- Organización de la Tesis**

En el capítulo 2 de esta tesis se revisa la física asociada a las turbinas a gas en general, principalmente lo referido a su comportamiento termodinámico, el que se conoce como Ciclo de Brayton. A partir de las ecuaciones que ahí se muestran, se formula un simulador para turbinas a gas, el cual es ajustado para la turbina a gas de la central Nueva Renca.

En el capítulo 3 se analiza el estado actual del problema de detección y aislamiento de fallas en cámaras de combustión en el caso particular de la turbina a gas de la central Nueva Renca. Junto con eso se propone un modelo matemático que permite relacionar la temperatura de las cámaras de combustión con la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina.

En el capítulo 4 se propone una metodología de detección y aislamiento de fallas sobre la base de tres tipos de residuos para resolver el problema de detección y aislamiento de fallas, lo que termina con la proposición de una estructura para solucionar este problema. Se realizan pruebas por simulación y se analizan datos históricos para ajustar y comprobar la metodología propuesta.

Finalmente, en el capítulo 5 se presentan las conclusiones y el trabajo futuro a realizar en esta línea de investigación.

## **2.- Aspectos fenomenológicos y constructivos de la turbina a gas y su modelación**

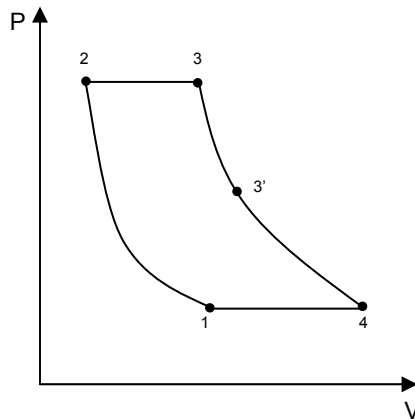
### **2.1.- Introducción**

En el presente capítulo se hace una revisión de los conceptos termodinámicos que rigen el comportamiento de las turbinas a gas, como son las relaciones entre temperaturas y presiones en distintas etapas del proceso (Ciclo de Brayton) incluyendo además las relaciones entre temperaturas en el proceso de combustión.

El capítulo además incluye una breve descripción de la turbina a gas de la central Nueva Renca, y finaliza con el desarrollo de un simulador, que es ajustado, a modo de ejemplo, a la turbina a gas de la central antes mencionada a partir de su base de datos con registros de operación.

### **2.2.- El ciclo de Brayton y el proceso de combustión**

El funcionamiento de una turbina a gas es posible representarlo a través del ciclo de Brayton o ciclo a presión constante dado que la combustión se realiza a presión constante en las cámaras de combustión. En la Figura 1 se presenta un diagrama de la presión en función del volumen del fluido de trabajo, que para el caso de la turbina a gas de la central Nueva Renca es aire.



**Figura 1: Ciclo de Brayton**

En el punto 1 de la Figura 1 el aire entra al compresor donde se comprime isentrópicamente (sin pérdida de calor y sin roce térmico), y luego se descarga a las cámaras de combustión a una mayor presión en el punto 2. En esta etapa es donde el aire se mezcla con el combustible (gas natural o diesel) y se produce la combustión que lleva al fluido de trabajo al punto 3, de igual presión que 2 pero de mayor temperatura. Desde 3 el aire se expande isentrópicamente en la turbina, lo que permite accionar tanto al compresor como al generador, hasta llegar al punto 4 en donde se descarga a la misma presión que en el punto 1 pero a una mayor temperatura.

Tal como se mencionó, lo anterior corresponde al caso ideal, pero en la práctica se observa lo siguiente:

- Tanto la compresión como la expansión del aire no son procesos ciento por ciento isentrópicos.
- Existe una pequeña caída de presión en el proceso de combustión (transición entre los puntos 2 y 3).



- La presión en el punto 4 es levemente mayor a la del ambiente, en el caso de que la turbina sea parte de un ciclo combinado, dado que los gases aún deben pasar por el recuperador de calor y posteriormente al ambiente. Esta presión es del orden de 3 kPa superior a la del ambiente (que es de aproximadamente 100 kPa).

Las evoluciones del Ciclo de Brayton entre los puntos 1-2 y 3-4 que aparecen en la Figura 1, se aproximan por una curva politrópica [8], la cual se caracteriza por cumplir la relación  $Pv^n = cte$ , y que para este caso en particular se cumplen:

$$P_1 v_1^n = P_2 v_2^n \quad (2.2.1)$$

$$P_3 v_3^n = P_4 v_4^n \quad (2.2.2)$$

donde:

$P_i$  : Presión del gas en el punto i [Pa]

$v_i$  : Volumen específico del gas en el punto i [ $m^3/kg$ ]

En el caso de la evolución adiabática de un gas ideal el valor de n coincide con la razón de los calores específicos de los gases ideales, que tiene un valor igual a 1,4. Para las evoluciones en el compresor y en la turbina, existe un valor de n distinto, el cual da cuenta de la no-idealidad del proceso.

Sean  $n_1$  y  $n_2$  los coeficientes de la evolución politrópica de las etapas de compresión y expansión respectivamente. Si se realiza el supuesto que el aire se asemeja a un gas ideal [9], entonces es posible relacionar las variables termodinámicas de presión, volumen específico y temperatura a través de la ecuación:

$$Pv = RT \quad (2.2.3)$$

donde:

R : Constante de los gases ideales, 8,314 [J/(mol K)]

T : Temperatura del gas [K]

Luego, a partir de (2.2.1), (2.2.2) y (2.2.3) se llega a las siguientes relaciones de presiones y temperaturas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_1-1}{n_1}} \quad (2.2.4)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-n_2}{n_2}} \quad (2.2.5)$$

donde:

T<sub>1</sub> : Temperatura a la entrada del compresor [K]

P<sub>1</sub> : Presión a la entrada del compresor [Pa]

T<sub>2</sub> : Temperatura a la salida del compresor [K]

P<sub>2</sub> : Presión a la salida del compresor [Pa]

T<sub>3</sub> : Temperatura a la entrada de la turbina [K]

P<sub>3</sub> : Presión a la entrada de la turbina [Pa]

T<sub>4</sub> : Temperatura a la salida de la turbina [K]

P<sub>4</sub> : Presión a la salida de la turbina [Pa]

En la Figura 2 se indican los puntos aproximados en donde se miden las variables termodinámicas señaladas anteriormente.

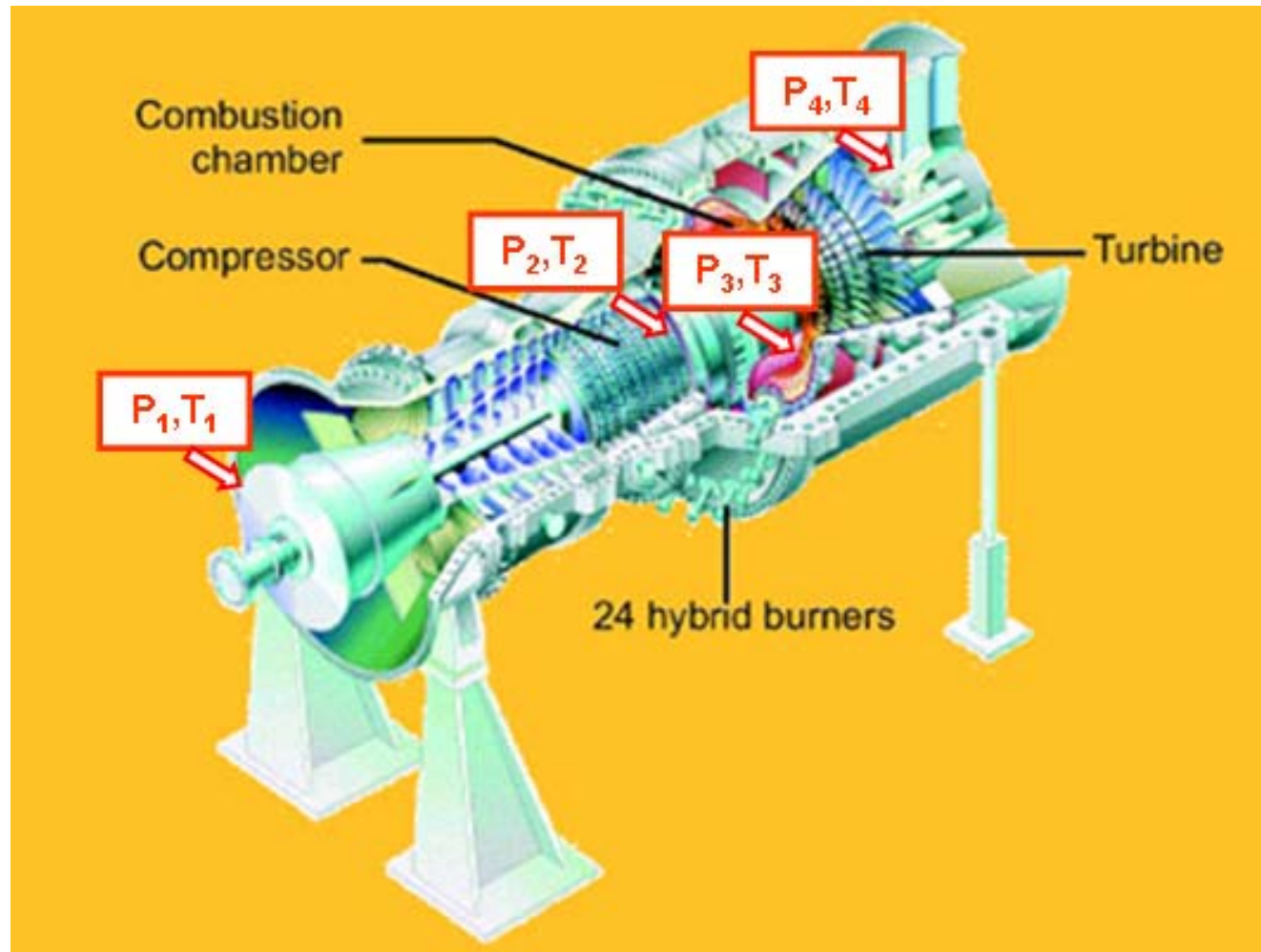


Figura 2: Puntos de medición de las variables termodinámicas de una turbina a gas  
(Fuente: [www.shomepower.com/dict/b/brayton\\_cycle.htm](http://www.shomepower.com/dict/b/brayton_cycle.htm))

Las ecuaciones (2.2.4) y (2.2.5) permiten obtener las relaciones entre las temperaturas en función de la razón de compresión  $\frac{P_2}{P_1} \approx \frac{P_3}{P_4}$ .

La relación entre las temperaturas de los puntos 2 y 3 del ciclo se expresa a través de la ecuación de combustión [10], la cual se basa en la primera ley de la termodinámica aplicada a reacciones químicas:

$$(1 + f)c_{gc}(T_3 - 298) + f\Delta h_{25} + c_a(298 - T_2) + fc_f(298 - T_f) = 0 \quad (2.2.6)$$

donde:

- $c_{gc}$  : Calor específico de los gases de combustión [J/(kg K)]
- $c_a$  : Calor específico del aire a temp. ambiente [J/(kg K)]
- $c_f$  : Calor específico del combustible a temp. ambiente [J/(kg K)]
- $f$  : Relación combustible/aire
- $T_f$  : Temperatura del combustible [K]
- $\Delta h_{25}$  : Entalpía de reacción de la mezcla a 25°C [kJ/kg]

Por lo general, a la ecuación (2.2.6) se le suele aplicar las siguientes simplificaciones:

- El calor específico de los gases de combustión  $c_{gc}$  se aproxima por el calor específico del aire a temperatura de combustión, dado que la razón combustible/aire es muy pequeña (del orden de 0,02), lo que en otras palabras significa que la masa de combustible es despreciable frente a la masa de aire presente en la mezcla.
- El último sumando suele aproximarse por cero, ya que la temperatura del combustible es muy cercana a la del ambiente y tal como se dijo,  $f$  es pequeño.

Como se observa en la Figura 1, entre los puntos 3 y 4 del Ciclo de Brayton, existe un punto en la expansión al cual se le denominará 3', en donde se cumple que el trabajo realizado en la expansión entre 3 y este punto es igual al trabajo de compresión realizado entre 1 y 4. Lo anterior en fórmulas, para un caso adiabático e isentrópico, es de la siguiente forma:

$$\Delta w_{comp} = \Delta h_{21} = -\Delta w_{3'3} - \Delta h_{3'3} \quad (2.2.7)$$

donde:

- $\Delta w_{21}$  : Trabajo mecánico del compresor [J/kg]
- $\Delta w_{3'3}$  : Trabajo de expansión del aire entre los puntos 3 y 3' [J/kg]
- $\Delta h_{21}$  : Salto entálpico del aire entre los puntos 1 y 2 [J/kg]
- $\Delta h_{3'3}$  : Salto entálpico del aire entre los puntos 3 y 3' [J/kg]

Por otro lado, considerando (2.2.7) la expansión en la turbina en el caso sin pérdidas en el generador se puede expresar como:

$$\Delta w_{turb} = \Delta h_{34} = \frac{P_e}{\dot{m}} + \Delta w_{comp} \quad (2.2.8)$$

donde:

- $\Delta w_{turb}$  : Trabajo mecánico de la turbina [J/kg]
- $\Delta h_{34}$  : Variación de entalpía del aire entre los puntos 3 y 4 [J/kg]
- $\dot{m}$  : Flujo másico de aire por la turbina [kg/s]
- $P_e$  : Potencia eléctrica en bornes del generador [MW]

Combinando las dos ecuaciones resulta la siguiente expresión:

$$\Delta h_{34} = \frac{P_e}{\dot{m}} + \Delta h_{21} \quad (2.2.9)$$

Es importante mencionar que en las ecuaciones (2.2.8) y (2.2.9) aparece la potencia eléctrica generada dividida por el flujo másico de aire. Esto se debe a que tanto las variaciones de entalpía como los trabajos de compresión y expansión están expresados por unidad de masa.

La ecuación (2.2.9) puede ser adaptada para el caso en el cual se consideren pérdidas en la turbina, generador y compresor.

Para la turbina se tiene que no toda la variación de entalpía es trabajo útil. Entonces:

$$\eta_T \Delta h_{34} = \Delta w_{turb} \quad (2.2.10)$$

Reemplazando (2.2.10) en (2.2.9)

$$\Delta h_{34} = \frac{\Delta w_{comp}}{\eta_T} + \frac{P_e}{\eta_T \eta_G \dot{m}} \quad (2.2.11)$$

donde:

- $\eta_G$  : Eficiencia total del generador (mecánica y eléctrica)
- $\eta_T$  : Eficiencia de la turbina

El parámetro  $\eta_G$  hace referencia a todas las pérdidas de origen eléctrico y mecánico que existen en un generador sincrónico. En [6] es posible encontrar un listado de estas pérdidas.

Por último, considerando que existen pérdidas en el proceso de compresión, no todo el trabajo mecánico del compresor será aprovechado por el aire para variar su entalpía. Luego,

$$\Delta h_{21} = \eta_C \Delta w_{comp} \quad (2.2.12)$$

Reemplazando (2.2.12) en (2.2.11) finalmente se llega a la siguiente relación

$$\Delta h_{34} = \frac{\Delta h_{21}}{\eta_C \eta_T} + \frac{P_e}{\eta_T \eta_G \dot{m}} \quad (2.2.13)$$

donde:

$\eta_C$  : Eficiencia del compresor

Es sabido que en la práctica los valores de las eficiencias dependen del punto de operación de la máquina, por lo que se tendrán diferentes valores si la máquina se encuentra operando a plena carga o en su mínimo técnico. Lo mismo es válido para los coeficientes de expansión politrópica  $n_1$  y  $n_2$ .

### 2.3.- Comentarios sobre aspectos prácticos de la turbina a gas

En algunos casos las turbinas funcionan con una razón combustible-aire prácticamente constante (o restringida a un pequeño intervalo). Esto se debe a razones medioambientales ya que si se esta razón varía demasiado con respecto a su punto óptimo de diseño, la producción de gases contaminantes como los óxidos nitrosos (NOx) aumenta considerablemente.

Lo anterior no sólo tiene consecuencias en lo medioambiental, sino que además puede repercutir en el valor que toman las variables del proceso si se combinan con otros factores.

El caso más importante se produce con la temperatura de los gases de escape de la turbina. La intuición llevaría a pensar que si la planta aumenta su producción de energía eléctrica, la temperatura de los gases debería aumentar o, a lo más, permanecer constante, pero en la práctica se observa el efecto contrario.

La razón de lo anterior debe a que cuando se decide aumentar la producción de electricidad, se aumenta la razón de compresión, es decir, el término  $P_2/P_1$  en la ecuación (2.2.4) aumenta, pero se mantiene más o menos constante la razón combustible-aire. Si la temperatura ambiente permanece constante, la temperatura  $T_2$  también aumenta, lo cual tiene un efecto muy pequeño en el valor de la temperatura de las cámaras  $T_3$ , según la ecuación (2.2.6) y como  $P_3 \approx P_2$  y  $T_3$  no ha variado mucho, según la ecuación  $T_4$  debe necesariamente disminuir.

La variación de la razón de compresión se logra a través de los *inlet guide vanes* (IGV) que son piezas móviles ubicados a la entrada del compresor, como se muestra en la Figura 3.

Cuando la turbina está operando a plena carga, los IGV están muy abiertos, permitiendo un mayor paso de aire hacia la turbina, con lo que se consigue aumentar la razón de compresión, dado que las dimensiones del compresor son constantes.

En el Anexo A se presenta un ejemplo numérico que permite aclarar lo anterior.





**Figura 3: Fotografía de los IGV de un compresor (en rojo son destacados)**  
(Fuente: [www.enginehistory.org](http://www.enginehistory.org))

#### **2.4.- Descripción física de la turbina a gas de la Central Nueva Renca**

La central Nueva Renca, de propiedad de la Sociedad Eléctrica Santiago S.A., comenzó a operar el año 1997. Ubicada en la comuna de Renca, esta central posee una potencia nominal de 380 [MW], los cuales son aportados por un ciclo combinado constituido por una turbina a gas General Electric MS9001FA de 210 [MW] y por una turbina a vapor de 170 [MW].

El compresor de la turbina a gas es de tipo axial, es decir, es un compresor compuesto por varias etapas y no por un caracol como en los compresores centrífugos. Cada una de las etapas del compresor está compuesta de una fila de álabes móviles en donde se acelera el fluido, seguida por una fila de álabes estáticos en donde se desacelera, transformando la energía cinética

obtenida en la fila anterior a presión estática. Cada compresor tendrá tantas etapas como sea necesario para alcanzar las razones de compresión requeridas.

Algunas razones para utilizar un compresor de tipo axial son las siguientes:

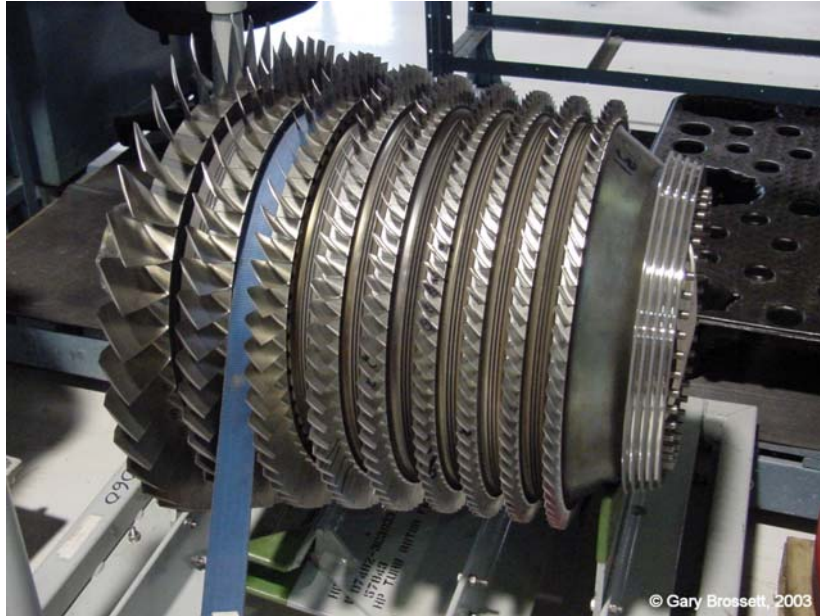
- Posibilidad de lograr grandes razones de compresión (incluso superiores a 40:1)
- El flujo de aire por unidad de superficie frontal es mayor, lo que permite que puedan ser más pequeños. Esto último tiene gran relevancia en la industria aeronáutica
- Posee una mayor eficiencia que los compresores centrífugos

En la Figura 4 se muestra una fotografía de un rotor de un compresor axial y en la Figura 5 se muestra el estator del mismo compresor.

El estator encierra al rotor, el cual es accionado con parte del trabajo realizado por la turbina, tal como se describe en la sección 2.1

La salida del compresor no sólo es aire para el proceso de combustión, sino que además proporciona aire de enfriamiento a la turbina, piezas de transición y otras piezas en la ruta de los gases calientes.

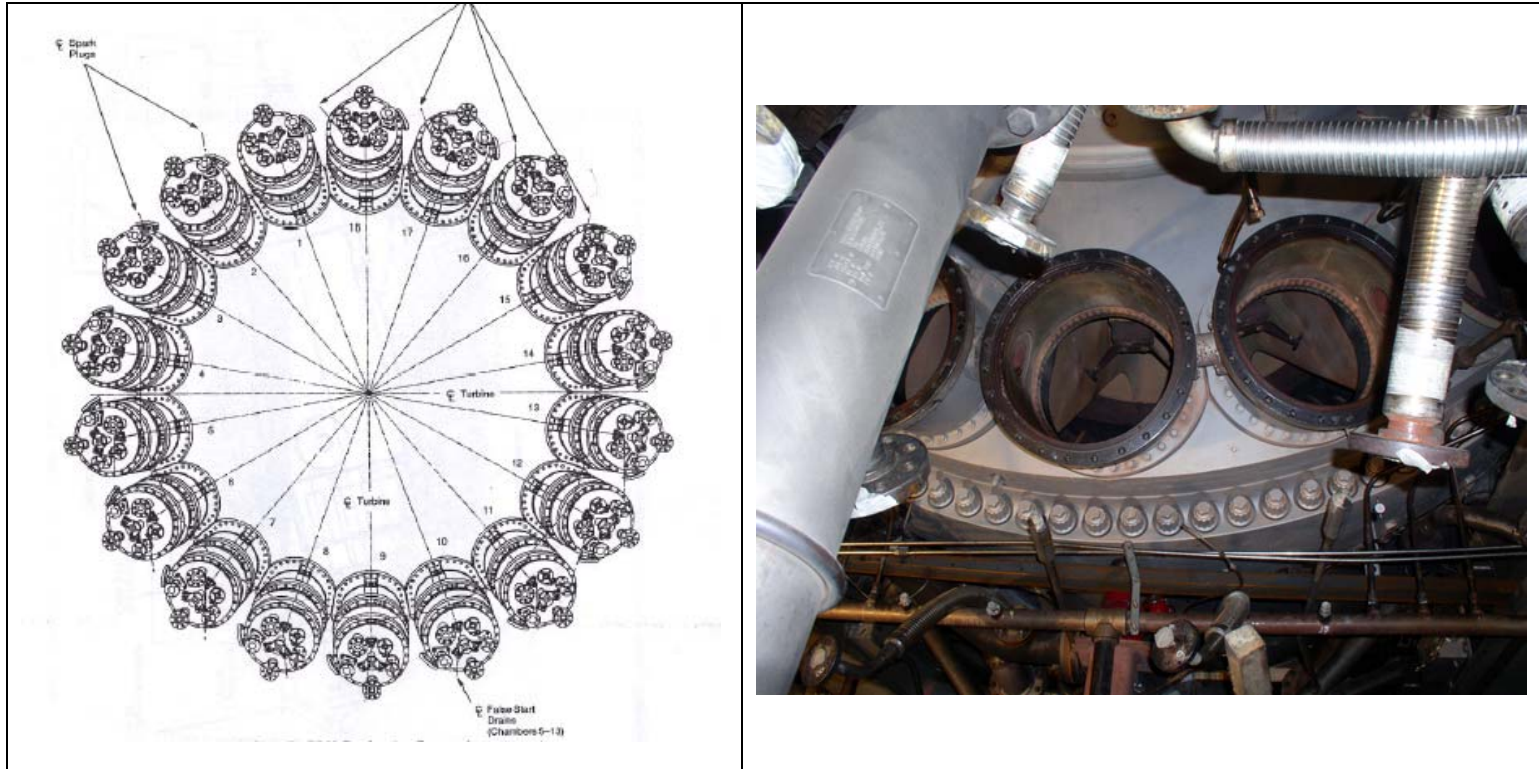
El sistema de combustión cuenta con 18 cámaras de combustión (turbina tubular) dispuestas circularmente a la entrada de la turbina, tal como se muestra en la Figura 6.



**Figura 4: Fotografía del rotor de un compresor axial**  
(Fuente: [www.enginehistory.org](http://www.enginehistory.org))



**Figura 5: Fotografía del estator de un compresor axial**  
(Fuente: [www.enginehistory.org](http://www.enginehistory.org))



**Figura 6: Disposición de las cámaras de combustión y fotografía de la cubierta de descarga de las cámaras de combustión de la turbina de la Central Nueva Renca (hacia adentro de la hoja es el sentido del flujo de los gases calientes)**

El aire descargado por el compresor para la combustión es inyectado a cada cámara (Figura 7) alrededor de las piezas de transición, ubicadas inmediatamente después de los *liners* (lugar donde se produce la combustión) en el sentido del flujo de gases calientes. La función de estas piezas es llevar los gases producto de la combustión hacia la primera etapa de la turbina. Algo de aire entra a estas piezas a través de unos agujeros, el cual es usado para su enfriamiento, y el resto entra a las cámaras para ser utilizado en la combustión.

El aire entra a las cámaras de combustión en sentido opuesto a la inyección del combustible, razón por la cual a estas cámaras se les conoce como cámaras de flujo inverso.

El combustible entra a las cámaras a través de cinco inyectores (Figura 8) donde se mezcla con el aire para llevar a cabo la combustión, produciéndose gases con temperaturas cercanas a los 1300[ K] en las cercanías de la llama. El aire de enfriamiento proveniente también del compresor actúa como una frazada para proteger las paredes de los *liners*.



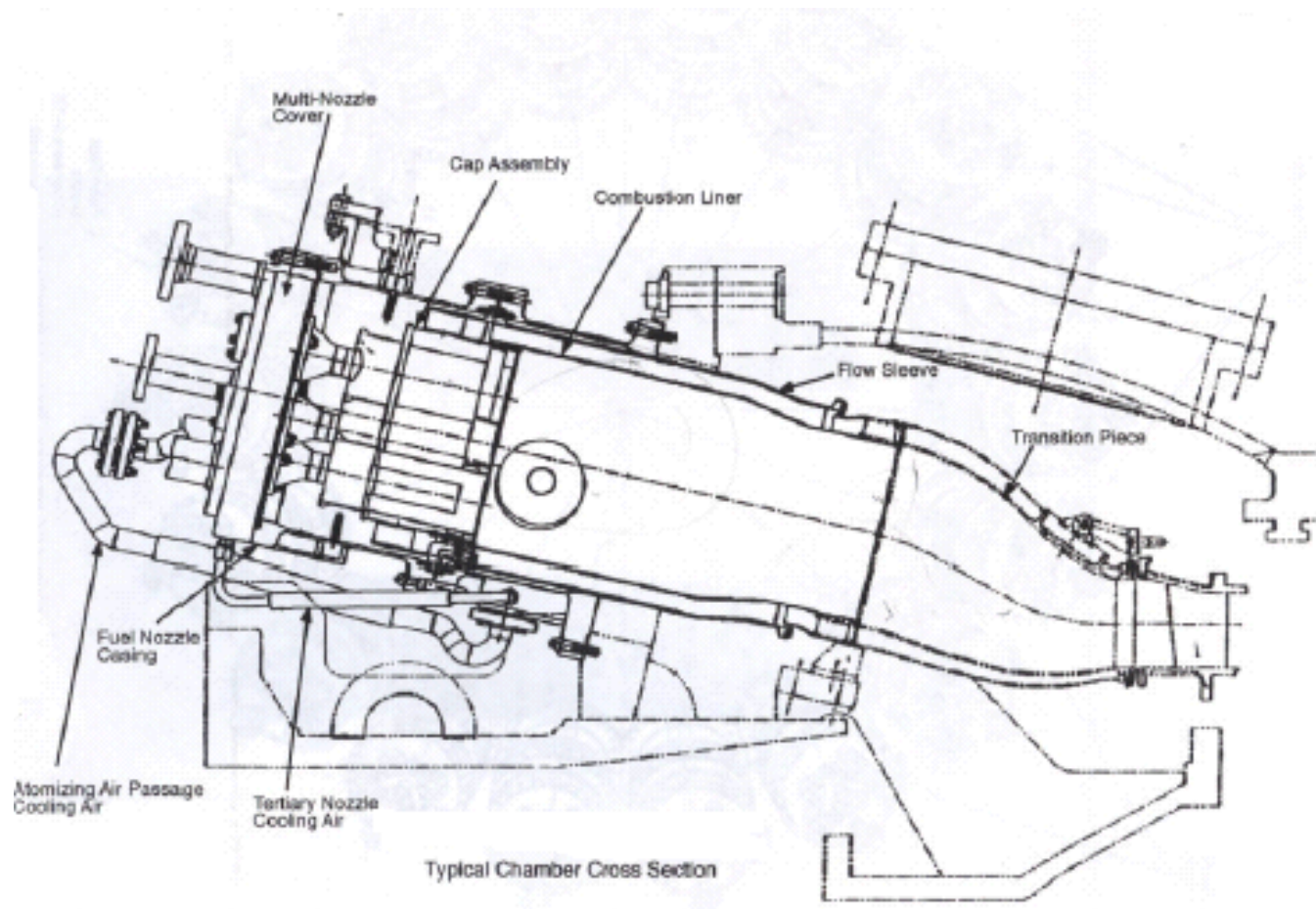


Figura 7: Cámaras de combustión de la Central Nueva Renca (Fuente: General Electric)



**Figura 8: Vista frontal de los inyectores de las cámaras de combustión de la turbina a gas de la Central Nueva Renca**

En las cámaras de combustión es donde se presentan las mayores temperaturas. En el caso de operación con diesel, además de aire de enfriamiento se inyecta agua para reducir aún más la temperatura para reducir el nivel de los óxidos de nitrógeno (NOx), los cuales aumentan si la temperatura es mayor. Es necesario señalar que la temperatura de llama con diesel es mayor a la temperatura de llama con gas, y de ahí entonces surge la necesidad de hacer un esfuerzo adicional para disminuir la temperatura de los gases.

## **2.5.- Modos de operación de la turbina a gas de la central Nueva Renca**

La turbina a gas es controlada por el sistema de control Speedtronic Mark V, el cual cuenta con distintos tipos de controles, protecciones y secuencias para operarla de modo seguro

El sistema de control posee seis modos de control que son los siguientes:

- Modo de temperatura
- Modo de velocidad
- Modo de tasa de aceleración
- Modo de partida
- Modo de apagado
- Modo manual

La salida de cada modo de control es una referencia de flujo de combustible, las cuales están conectadas a un bloque lógico que selecciona la menor de ellas que es la que finalmente determina el flujo de combustible con el que se alimenta la turbina.

El modo de temperatura es en el cual la turbina trabaja la mayor parte del tiempo, razón por la cual es necesario conocerlo un poco mejor. Este modo limita el flujo de combustible hacia la turbina de tal manera de mantener la temperatura de las cámaras de combustión por debajo de los niveles peligrosos para los materiales, entregando la mayor cantidad de potencia que sea posible dadas las condiciones ambientales.

Sin embargo, lo que se mide y controla es la temperatura de los gases a la salida de la turbina más que la temperatura al interior de las cámaras, ya que no es posible medir esta temperatura directamente al interior de ellas, pero si es posible estimarlas a partir de las relaciones entre la razón de compresión y temperatura de los gases a la salida.

## **2.6.- Desarrollo de un simulador para una turbina a gas**

A partir de las ecuaciones de la sección 2.1 se genera un programa en Matlab que simula el comportamiento de una turbina a gas, el cual será ajustado y validado con datos reales obtenidos en la central Nueva Renca. Este



simulador tiene como objetivo recrear los aspectos termodinámicos de la turbina, no así su sistema de control, para tener una herramienta de estudio en trabajos futuros de investigación.

Los principales supuestos considerados para el modelo termodinámico son:

- El aire es un gas perfecto, por lo que cumple la ecuación  $Pv = RT$  y su entalpía sólo depende de la temperatura y es la forma  $h(T) = cT + k$
- El almacenamiento y retardo en el transporte de energía en el compresor, turbina y cámara de combustión son despreciados, por lo que las ecuaciones de régimen permanente son utilizadas para cada instante
- La caída de presión en las cámaras de combustión es despreciable.

Estos supuestos aparecen en [12] junto con simulador similar al que aquí se propone. La diferencia entre ambos es la forma en que se modela la compresión y expansión de los gases.

Las entradas para el simulador de la turbina a gas son las siguientes:

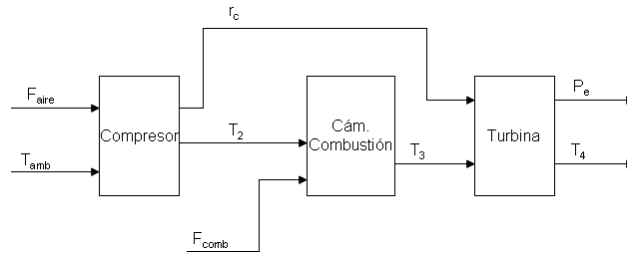
- Flujo másico de aire ( $F_{\text{aire}}$ )
- Temperatura ambiente ( $T_1$ )
- Flujo másico de combustible ( $F_{\text{comb}}$ )

Las salidas del simulador son las siguientes:

- Razón de compresión ( $r_c$ )
- Temperatura de descarga del compresor ( $T_2$ )
- Temperatura de las cámaras de combustión ( $T_3$ )

- Temperatura de los gases de escape ( $T_4$ )
- Potencia eléctrica generada ( $P_e$ )

En la Figura 9 se presenta un diagrama de bloques del simulador:



**Figura 9: Diagrama de bloques del simulador de la turbina a gas**

En el sistema de registro de datos de operación de la central Nueva Renca se almacenan una gran parte de las variables manipuladas y controladas, y en particular es posible encontrar las variables del simulador.

Un comentario especial merecen las temperaturas de los gases a la entrada y salida de la turbina. La temperatura de referencia de las cámaras de combustión que se encuentra en los datos históricos corresponde a una estimación realizada a partir de un modelo formulado por el constructor de la turbina (General Electric), y la temperatura media de los gases de escape corresponde al promedio de las mediciones de 31 termopares de aleación cromo-aluminio, los cuales están dispuestos circularmente a la salida de la turbina

### 2.6.1.- Modelación del compresor

A partir del diagrama de bloques de la Figura 9, es posible observar que se busca una relación entre la temperatura ambiente  $T_1$  y el flujo másico  $F_{aire}$  con la razón de compresión  $r_c$  y temperaturas a la salida del compresor, es decir:

$$r_c = f(F_{aire}, T_1) \quad (2.6.1)$$

La temperatura a la salida del compresor se obtiene reemplazando  $r_c$  en (2.2.4).

En estricto rigor, el aumento en el flujo másico de aire, que a su vez produce una variación en la razón de compresión, es producto de la variación de los IGV, tal como se mencionó en 2.2, pero dado que hasta este momento no se cuenta con un registro de esta variable, se considera al flujo másico de aire como variable manipulada.

La función  $f$  de (2.6.1) idealmente debiera ser aquella expresión que relaciona a través de ecuaciones físicas los argumentos que ahí aparecen con la razón de compresión. Sin embargo, para llegar a una expresión de esa clase se necesitan datos constructivos del compresor, como por ejemplo los ángulos de incidencia (ángulos de los álabes). En [7] se propone una relación que permite obtener la razón de compresión entre cada etapa del compresor axial en función de la velocidad del aire, de la temperatura ambiente y de los ángulos de incidencia. En el caso ideal, para obtener la razón de compresión del compresor, es necesario hacer uso de esta relación para todas las etapas del compresor.

En casos como éste, cuando se desconoce la relación física o fenomenológica entre las entradas y las salidas de un sistema, es posible

utilizar métodos de identificación cuyo resultado es una función matemática cuyos argumentos son las entradas y que como resultado entrega una aproximación de las salidas. Uno de estos métodos de identificación son las redes neuronales perceptrón multicapa, las cuales son aproximadores universales de funciones [13].

El bloque del compresor se modela a través de una red neuronal perceptrón multicapa con 6 neuronas en una única capa oculta. Cada neurona tiene la siguiente función de activación:

$$f(x) = \frac{1}{1 - e^{-x}} \quad (2.6.2)$$

La capa de salida de esta red neuronal está compuesta por una neurona con función de activación lineal.

Para completar el bloque que representa al compresor, es necesario además determinar el valor del coeficiente  $n_1$  para relacionar la razón de compresión con la temperatura de salida. Para esto, se propone resolver un problema de optimización en donde el parámetro sea la variable de optimización, y la función a minimizar sea el error cuadrático medio entre la temperatura de salida del compresor medida y la estimada. Este procedimiento se explica en la sección 2.7.

### **2.6.2.- Modelación de las cámaras de combustión**

Se considera que las 18 cámaras forman una sola gran cámara, razón por la que existe sólo una temperatura  $T_3$ .

La ecuación que rige esta parte del simulador es la (2.2.6), con las mismas simplificaciones que ahí se mencionan junto a esta ecuación.

El valor de la entalpía de reacción es el parámetro a estimar, existiendo dos caminos para hacerlo, los cuales se explican en la sección 2.7

### 2.6.3.- Modelación de la turbina a gas y su relación con la potencia eléctrica

La potencia generada se modela a partir de la ecuación (2.2.13), y la temperatura de salida se obtiene a partir de (2.2.5), considerando que las variaciones de entalpías son sólo función de la temperatura.

Los valores de los calores específicos se consideran como datos y las variaciones de entalpía en la turbina como en el compresor son:

$$\Delta h_{43} = c_{p-t} (T_4 - T_3) \quad (2.6.3)$$

$$\Delta h_{21} = c_{p-c} (T_2 - T_1) \quad (2.6.4)$$

Las eficiencias también son calculadas resolviendo un problema de optimización.

### 2.7.- Identificación y validación del modelo de la turbina a gas

Para la identificación y validación del modelo se utilizarán datos correspondientes a mayo de 2005. El muestreo de datos se realizó cada 60 segundos

Los valores de los calores específicos considerados se entregan en la siguiente tabla:

Calor específico	Valor [J/(kg K)]
$c_a$	1,005
$c_{gc}$	1,148
$c_{p_c}$	1,035
$c_{p_t}$	1,167

**Tabla 1: Calores específicos considerados en el simulador de la turbina a gas**

Los valores de los dos primeros calores específicos son recomendados en [7] por ser números que han probado ser buenos para realizar cálculos preliminares de diseño. El tercer y cuarto valores corresponden al valor medio de los calores específicos en  $T_2$  y  $T_1$  para el compresor y  $T_3$  y  $T_4$  para la turbina, considerando las temperaturas típicas observadas.

Para el compresor, la función a ajustar con datos de entrada-salida es la siguiente:

$$T_2(k) = T_1(k) \left( \frac{P_2(k)}{P_1(k)} \right)^{\frac{n_1-1}{n_1}} \quad (2.7.1)$$

Para estimar la entalpía de reacción de la mezcla en la ecuación (2.2.6) y el coeficiente de expansión politrópica  $n_2$  se dijo anteriormente que existen dos caminos. El primero de ellos exige primero despejar  $T_3$  de (2.2.6), lo que entrega la siguiente expresión:

$$T_3(k) = \frac{c_a(T_2(k) - 298) - f(k)\Delta h_{25}}{c_{gc}(1 + f(k))} + 298 \quad (2.7.2)$$

A continuación se ajusta esta curva con una temperatura de referencia que está en los registros históricos, la cual corresponde a un modelo generado por General Electric. Esta misma técnica es la que se debe aplicar en caso de contar con la instrumentación adecuada para medir la temperatura en las cámaras de combustión. A continuación, con esa misma temperatura de referencia se procede a ajustar la siguiente curva para obtener el coeficiente  $n_2$ :

$$T_4(k) = T_3(k) \left( \frac{P_2(k)}{P_1(k)} \right)^{\frac{1-n_2}{n_2}} \quad (2.7.3)$$

La segunda técnica consiste en ajustar sólo la curva (2.7.3), pero reemplazando el valor de  $T_3$  por la expresión (2.7.2). De esta forma, se tiene una ecuación con dos parámetros desconocidos.

Ambos métodos entregan valores distintos de los parámetros buscados, pero ambos ajustan de manera correcta la temperatura de los gases de escape. La diferencia se aprecia en la temperatura de referencia  $T_3$ , ya que es posible observar que el segundo método presenta una subestimación de la temperatura en las cámaras de combustión.

Para efectos de la identificación se supone que la temperatura en las cámaras de combustión es conocida, es decir, se utilizará el primer método para estimar  $\Delta h_{25}$  y  $n_2$ .

Finalmente, para la potencia eléctrica se ajusta:

$$P_e = \eta_T \eta_G \dot{m} \left( \Delta h_{34} - \frac{\Delta h_{21}}{\eta_C \eta_T} \right) \quad (2.7.4)$$

donde  $\Delta h_{21} = c_{p-c} (T_2(k) - T_1(k))$  y  $\Delta h_{34} = c_{p-t} (T_3(k) - T_4(k))$



El ajuste que aquí se presenta es para ejemplificar el método de identificación, y será realizado con muestras del funcionamiento de la turbina trabajando a plena carga, que coincide con la operación de la turbina en modo de temperatura. Si se quiere identificar en otro nivel de potencia, será necesario repetir todo el procedimiento anterior obtener nuevos parámetros.

La identificación se realizó con datos de los días 1 y 2 de mayo de 2005 mientras que la validación se realizó con información de los días 23 y 24 del mismo mes. Los gráficos de los procedimientos de identificación y validación junto con algunas consideraciones realizadas en estos procedimientos, se encuentran en el Anexo B. A continuación se presentan las tablas con los resultados de estos procedimientos

Parámetro	Valor	Unidad
$n_1$	1,4329	p.u.
$n_2$	1,2737	p.u.
$\Delta h_{25}$	-45986	kJ/kg
$\eta_c$	0,9950	p.u.
$\eta_T$	0,9811	p.u.
$\eta_g$	0,8903	p.u.

**Tabla 2: Parámetros del simulador ajustados para Nueva Renca**

Variable	$\sum_{k=1}^n \frac{e(k)^2}{n}$	$\sum_{k=1}^n \frac{ e(k) }{n}$
$r_c$	$1,894 \cdot 10^{-3}$	$3,679 \cdot 10^{-2}$
$T_2$	2,0198	1,1192
$T_3$	9,2258	2,6092
$T_4$	3,7349	1,6399
$P_e$	0,5975	0,6172

**Tabla 3: Desempeño del simulador en el intervalo de identificación**

Variable	$\sum_{k=1}^n \frac{e(k)^2}{n}$	$\sum_{k=1}^n \frac{ e(k) }{n}$
$r_c$	$3,1608 \cdot 10^{-3}$	$5,099 \cdot 10^{-2}$
$T_2$	2,0238	1,2137
$T_3$	3,5775	1,5963
$T_4$	2,4738	1,4801
$P_e$	0,3748	0,4769

**Tabla 4: Desempeño del simulador en el intervalo de validación**

De la comparación de las tablas 3 y 4, es posible ver que el simulador funciona de manera adecuada, e incluso los errores en el intervalo de validación fueron algo menores que en el intervalo de identificación.

## 2.8.- Resumen

En este capítulo se han analizado las ecuaciones que describen el comportamiento de las turbinas a gas y se han mencionado distintos aspectos prácticos de ellas. Con la ayuda de estas ecuaciones, se espera poder proponer un método que permita resolver el problema central de este trabajo, que es la detección y aislamiento de fallas en las cámaras de combustión.

Como conclusión de lo anterior, se ha desarrollado un simulador para la turbina a gas de la central Nueva Renca, el cual ha representado fielmente su comportamiento. Se espera que este simulador sea una herramienta de ayuda para trabajos futuros de investigación.

### **3.- Estado actual del problema de FDI en Nueva Renca y modelación e identificación del perfil de temperaturas de los gases de escape**

#### **3.1.- Introducción**

En la sección 3.2 se revisa brevemente el estado actual del problema de FDI y como este se está abordando en la central Nueva Renca. Se verificará que el perfil de temperaturas de los gases de escape a la salida de la turbina juega un rol importante.

En la sección 3.3 se formula un modelo matemático del perfil de temperaturas de los gases de escape mencionado, el cual guarda una estrecha relación con lo que ocurre al otro extremo de la turbina, es decir, en las cámaras de combustión, utilizando lo estudiado en el capítulo 2. Posteriormente en la sección 3.4 este modelo es identificado y validado con datos históricos de la operación de la turbina a gas de la central Nueva Renca.

Finalmente, en la sección 3.5 se presenta un simulador de perfil de temperaturas basado en el modelo propuesto, el cual es ajustado con datos de operación de la turbina a gas de la central Nueva Renca.

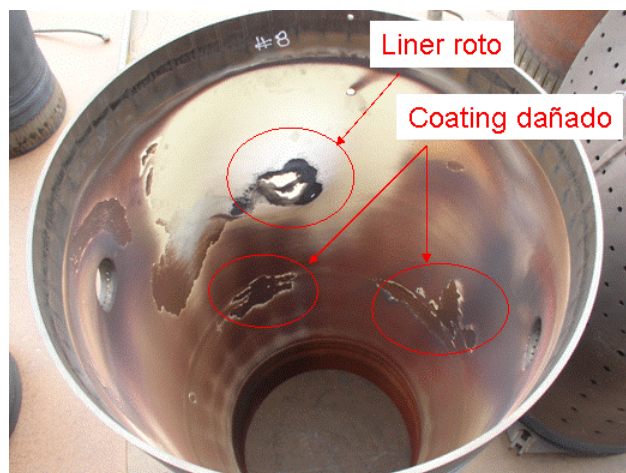
#### **3.2.- El problema de FDI en cámaras de combustión de turbinas a gas y su actual estado en la central Nueva Renca**

Tal como se mencionó en el Capítulo 1, existe una clara diferencia entre la detección y aislamiento de fallas. En el caso particular del problema que se estudia en este trabajo, la detección consiste en determinar si alguna cámara

presenta un comportamiento anómalo, mientras que el aislamiento consiste en determinar cuál cámara presenta dicho comportamiento.

Una cámara de combustión presenta falla cuando existen zonas en su interior con temperaturas mayores a los valores nominales. Esto puede ser atribuido a problemas en la combustión derivados, como por ejemplo, del mal estado de los inyectores. Esto se traduce en la no atomización del combustible líquido (en caso de operar con diesel), lo cual daña sus partes como las piezas de transición, tubos de llamas (*liners*), entre otras. Las consecuencias de estas fallas pueden ser roturas de liners, daño en el revestimiento (*coating*) o daño en las piezas de transición.

En la Figura 10 se muestran piezas de una cámara de combustión dañada de la turbina a gas de la Central Nueva Renca.



**Figura 10: Fotografía de un *liner* dañado de una de las cámaras de combustión de la turbina de la Central Nueva Renca**

Debido a las restricciones impuestas por el Gobierno Argentino a las exportaciones de gas hacia Chile en el año 2004, la Central Nueva Renca al igual que otras centrales del país, debieron operar con combustible líquido y,

como se dijo anteriormente en la sección 2.3, la temperatura de los gases en las cámaras de combustión al operar con diesel es mayor que la temperatura al operar con gas.

Lo anterior ha sido perjudicial para la turbina a gas, ya que se ha sometido a las piezas de la turbina a un mayor esfuerzo térmico, en especial al revestimiento (*coating*) de los *liners* y a las piezas de transición, siendo esta la razón por la cual el tema de FDI tomó mayor importancia para el personal de la central.

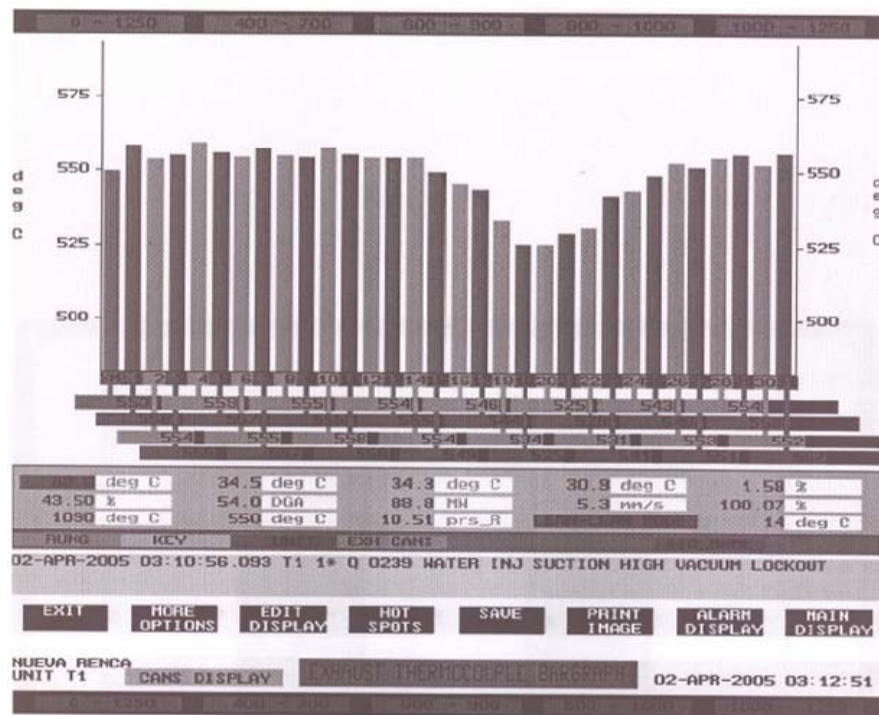
Actualmente los operadores de la central tienen un procedimiento para realizar las labores de detección y aislamiento de las fallas mencionadas. Este método utiliza las mediciones realizadas por los treinta y un termopares a la salida de la turbina e información del constructor.

En primer lugar, existe un indicador que entrega la diferencia máxima de temperaturas entre los 31 termopares dedicados a medir la temperatura de los gases de escape. Al sobrepasar el indicador un determinado valor se genera una alarma. Esta alarma por si sola no tiene significado, ya que podría activarse cuando un termopar presenta un desperfecto, entregando una lectura totalmente errónea y muy alejada de las lecturas entregadas por los demás termopares.

Además indicador anterior, existen otros más que establecen otras diferencias de temperatura, como las que se generan entre la segunda temperatura más alta y la más baja. Con estos indicadores se intenta determinar la existencia de una zona a la salida de la turbina cuya temperatura sea claramente diferente a los valores que registran los demás termopares, a lo cual se le denomina en la central como “alto *spread*” (alta dispersión) en las temperaturas de los gases de escape.

Si los valores de estos indicadores son muy altos, la turbina se detiene automáticamente por “alto *spread*”, ya que las mediciones a la salida están estrechamente relacionadas con el comportamiento de las cámaras de combustión, por lo que es posible concluir que existen cámaras con temperaturas muy diferentes, lo cual puede ser producto de una falla.

En la Figura 11 se muestra una pantalla típica del sistema de monitoreo, en donde las barras corresponden a las mediciones realizadas por los treinta y un termopares a la salida de la turbina. En particular, en esta figura es posible apreciar una zona fría.

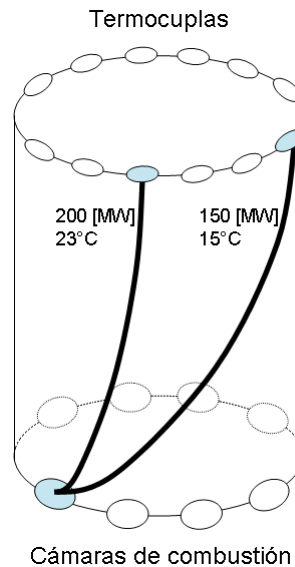


**Figura 11: Perfil de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas de la central Nueva Renca, visto en la pantalla del operador**

Antes de llegar a niveles que detengan automáticamente la turbina, el operador procede a identificar el termopar cuya medición está más alejada del

resto, que en el caso de la Figura 11 se trata del termopar 19. Una vez identificado dicho termopar, con la ayuda de un software se procede a determinar cuáles cámaras son candidatas a presentar falla. Para ello, es necesario tener en consideración que la turbina a gas está girando a 3000 RPM, por lo que la temperatura que registra el termopar ubicado a una cierta cantidad de grados con respecto del centro no guarda necesariamente relación con la cámara de combustión ubicada a la entrada de la turbina en la misma posición angular.

Para relacionar la temperatura de la cámara  $i$ -ésima con el termopar  $j$ -ésimo es necesario suponer que los gases que entran a la turbina desde las distintas cámaras de combustión mantienen sus propiedades termodinámicas más o menos independientes unos de otros a lo largo de la turbina. De esta forma, es posible suponer que existen 18 flujos gaseosos independientes y helicoidales al interior de la turbina, razón por la cual es posible asociar la medición del termopar  $j$ -ésimo la cámara  $i$ -ésima. Lo más importante de la relación entre una cámara y los termopares, es que ella, según el fabricante, depende de la potencia generada y de la temperatura ambiente. Gráficamente lo anterior se explica en la Figura 12, en donde es posible observar que para distintos valores de potencia eléctrica generada y temperatura ambiente, la medición de un termopar depende de la temperatura de cámaras diferentes.



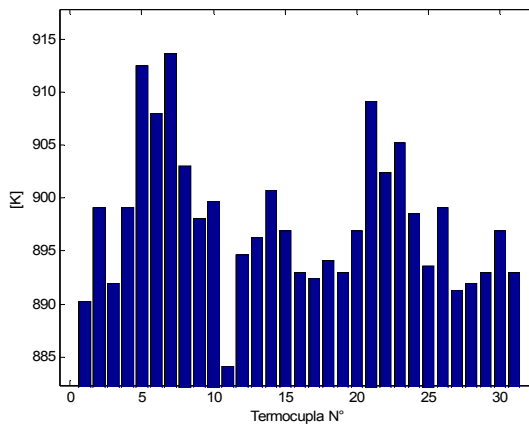
**Figura 12: Relación entre una cámara y la temperatura de termopares para distintos niveles generación y temperatura ambiente**

El software antes mencionado recibe como entrada el perfil de temperaturas, tipo de combustible y potencia generada. Como resultado entrega un conjunto de cámaras posibles de presentar falla. Para confirmar lo anterior, el operador de la planta avisa al Centro Económico de Despacho de Carga del Sistema Interconectado Central (CDEC-SIC) que se sospecha de la existencia de una falla en la turbina, y solicita autorización para generar menos potencia. Al cambiar la potencia, de acuerdo a lo anterior, se espera que el perfil de temperaturas se mueva por completo sin perder su forma y en esta nueva situación se debe tener otro termopar que presente la medición más baja. Nuevamente se recurre al software y se ingresan los nuevos valores y, si el conjunto de cámaras candidatas es el mismo, entonces se confirma que existe falla en la turbina. Posteriormente se solicita al CDEC-SIC salir de servicio para realizar una inspección y eventual reparación. Este método permite acotar el conjunto de búsqueda por lo que no es necesario inspeccionar las 18 cámaras, consiguiendo un ahorro valioso de tiempo



El problema de esta metodología principalmente recae en que si las diferencias máximas de temperaturas entre termopares no exceden los valores de umbral, es probable que los operadores no presten atención al perfil de temperaturas por lo que se podría estar eventualmente en presencia de una falla sin detectar.

Otro gran problema de este método es que no es capaz de detectar el desarrollo de una falla. Para aclarar este tema, consideremos el siguiente perfil de temperaturas observado en abril de 2006 en la central Nueva Renca:



**Figura 13: Perfil de temperaturas de gases de escape observado en abril de 2006**

El *spread* máximo en el perfil de la Figura 13 es de 29 grados, el cual es producto de la diferencia entre los termopares 7 y 11.

Si se supone que el termopar 21 es el que mide los gases producidos principalmente por la cámara 12, y esta cámara presenta un tipo de falla que a medida que transcurre el tiempo su temperatura alcanza valores cada vez menores, el valor del *spread* máximo se mantendrá inalterable hasta que la temperatura del termopar 21 alcance un valor menor a la temperatura del termopar 11.

Para el indicador *spread* máximo, la evolución del termopar 21, consistente en pasar de los 910 K a los 884 K del termopar 11 (ver Figura 13) pasa completamente inadvertida, lo cual demora la detección de la falla.

A pesar de no haber observado ni medido los fenómenos que ocurren al interior de las cámaras de combustión, se propone una teoría acerca del desarrollo de fallas que ocasionan “zonas frías”:

- En primera instancia, se supone que alguna de las llamas producida por alguno de los quemadores de la cámara no posee la forma correcta, producto de la mala atomización del combustible o de un incorrecto ajuste de piezas. Esto genera zonas de mayor temperatura en las piezas de la cámara, sin necesariamente alterar en gran medida la temperatura de los gases producidos, por lo que el perfil de temperaturas se ve poco alterado.
- La zona con mayor temperatura de la cámara con problemas comienza a fracturarse, para luego terminar con un orificio que puede comenzar a aumentar de tamaño.
- Por el orificio formado entra aire de enfriamiento, haciendo disminuir la razón combustible-aire en la cámara, y según la ecuación (2.2.6), la temperatura  $T_3$  debe disminuir. Esto repercute en las temperaturas medidas a la salida de la turbina.

Si se consideran los datos del ejemplo presentado en el Anexo A y una disminución en la razón combustible-aire de un 5%, en el caso cuando  $P_2/P_1=16$ , la temperatura de los gases es de 1533 [K] a la salida de las cámaras y de 694 [K] a la salida de la turbina. Ambas temperaturas son inferiores a los valores calculados en este anexo.

### **3.3.- Modelación propuesta para el perfil de temperaturas de gases de escape**

La modelación que se realiza es válida para la turbina de la central Nueva Renca. No obstante, adaptarla para otras turbinas tubulares es directo.

Este modelo tiene las siguientes entradas:

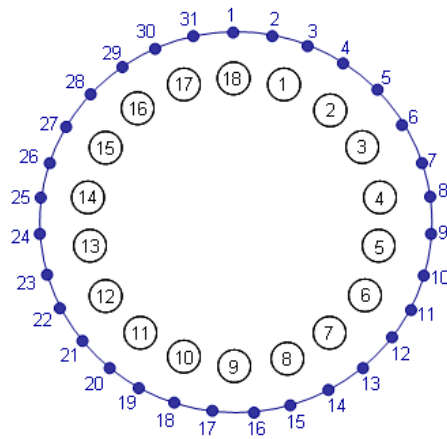
- Potencia eléctrica en bornes del generador [MW]
- Temperatura ambiente [K]

La salida de este modelo es el perfil de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas.

Los supuestos realizados en la modelación son los siguientes:

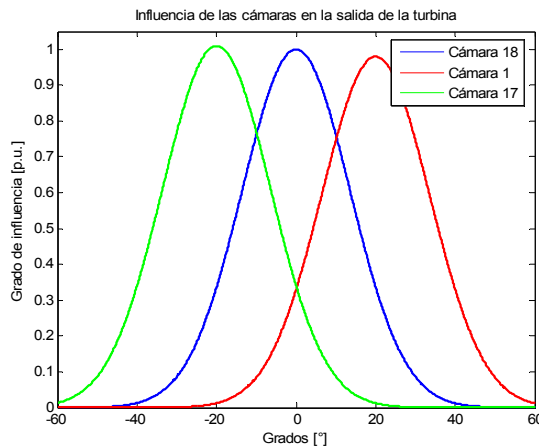
- Se considera una turbina con 18 cámaras de combustión equidistantes, por lo que están separadas angularmente a  $20^\circ$  una de otra.
- Existen 31 termopares equidistantes, por lo que están separados angularmente a  $11,61^\circ$  una de otra.
- Los gases de cada cámara no pierden su individualidad a lo largo de la turbina

Las numeraciones de las cámaras y termopares se esquematizan en la Figura 14



**Figura 14: Numeraciones de las cámaras (1 a 18) y termopares (1 a 31) de la turbina a gas de la central Nueva Renca (el sentido de los gases de escape es hacia fuera de la hoja)**

La temperatura  $T_{4i}$ , registrada por el  $i$ -ésimo termopar, es función de la temperatura de todas las cámaras de combustión en mayor o menor grado. Se propone que la influencia de las temperaturas de cada cámara sobre las temperaturas  $T_{4i}$  sigue una distribución espacial del tipo normal tal como lo muestra la Figura 15, en este caso, para las cámaras 1, 17 y 18.

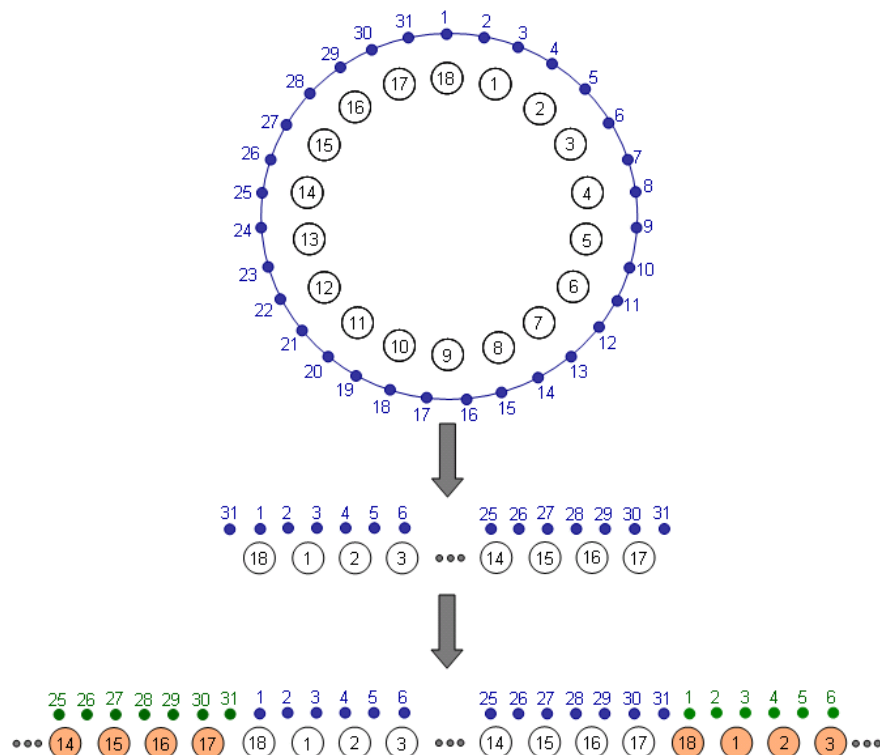


**Figura 15: Distribución espacial de la influencia de las temperaturas de las cámaras de combustión a la salida de la turbina.**

La Figura 15 se debe interpretar de la siguiente manera: si se supone que los gases de escape de las cámaras de combustión avanzan en línea recta

hacia la salida de la turbina, la temperatura del punto ubicado a  $0^\circ$  es principalmente dependiente de la temperatura de la cámara 18. La cámara 1 y 17 influyen en igual medida pero en menor cantidad la temperatura del punto ubicado en  $0^\circ$ , y sus puntos de máxima influencia en las temperaturas de escape están  $20^\circ$  alejados del centro, dado que esa es la separación de las cámaras de combustión. Lo anterior es válido para las demás cámaras de combustión y restantes puntos a la salida de la turbina.

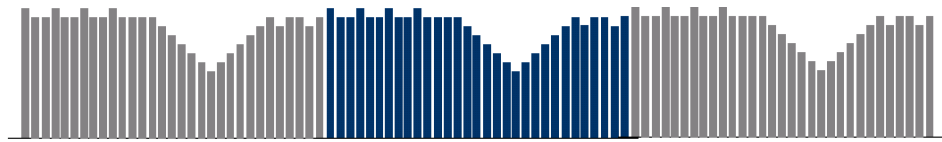
Para modelar el perfil de temperaturas de manera vectorial es necesario primero extender las cámaras de combustión y los termopares de tal manera que formen una línea horizontal. A continuación, ambas líneas se replican a ambos lados, tal como lo muestra la Figura 16.



**Figura 16: Cámaras de combustión y termopares repetidos**

De esta forma es posible resolver el problema de los efectos de borde, lo cual es evidente en el caso de la medición del termopar 1 que depende en mayor grado de las temperaturas de las cámaras 1, 17 y 18 como se dijo anteriormente.

La disposición anterior de los elementos permite generar un “perfil extendido” de temperaturas, tal como se muestra en la Figura 17.



**Figura 17: Perfil extendido de las temperaturas de los gases de escape de la turbina**

Si se considera que en cada instante el perfil de temperaturas es en realidad una función continua y que lo que se muestra en la Figura 17 es sólo un muestreo, todo lo anterior es posible resumirlo en la siguiente expresión:

$$T_4(x, k) = \sum_j^{n_c} T_{3,j}(k) \left( \frac{P_4(k)}{P_2(k)} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} A \exp \left( - \frac{(x - \alpha_j)^2}{\sigma^2} \right) \quad (3.3.1)$$

donde:

- $T_4(x, k)$  : Temperatura a la salida de la turbina del punto ubicado a  $x^\circ$  en el instante  $k$ -ésimo
- $T_{3,j}(k)$  : Temperatura de la cámara  $j$ -ésima en el instante  $k$ -ésimo
- $A$  : Constante de normalización
- $\alpha_j$  : Ubicación angular de la cámara  $j$ -ésima
- $\sigma$  : Parámetro que define el ancho de la gaussiana
- $n_c$  : Número de cámaras consideradas en el arreglo extendido
- $P_2$  : Presión a la salida del compresor [Pa]

$P_4$  : Presión a la salida de la turbina [Pa]

La sumatoria se realiza no sólo sobre las 18 cámaras originales, sino que además se deben considerar las cámaras repetidas, que sumadas son  $n_c$ .

Es importante recalcar que la ecuación (3.3.1) representa de manera adecuada sólo al perfil original de temperaturas y a algunas mediciones del perfil extendido, ya que hacia los extremos del perfil extendido se encontrarán los efectos de bordes, producto de la falta de cámaras de combustión que antes se presentaban en el arreglo original.

El parámetro  $\sigma_j$  es el que define la zona de influencia de las cámaras de combustión sobre las temperaturas de los gases de escape, mientras que el producto entre las temperaturas de las cámaras de combustión y la razón de compresión define la amplitud de las funciones gaussianas.

El significado de la constante A es posible explicarlo a través del siguiente caso límite: si se supone que todas las cámaras de combustión tienen igual temperatura, (3.3.1) toma la siguiente forma:

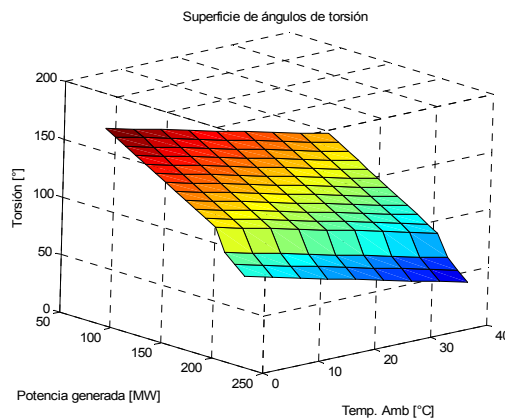
$$T_4(x, k) = T_3(k) \left( \frac{P_4(k)}{P_2(k)} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \sum_j^{n_c} A \exp \left( -\frac{(x - \alpha_j)^2}{\sigma^2} \right) \quad (3.3.2)$$

En esta situación, se espera que el perfil de temperaturas de los gases se escape a la salida de la turbina sea constante en x. Además, utilizando (2.2.5) es posible obtener lo siguiente:

$$A = \frac{1}{\sum_j^{n_c} \exp \left( -\frac{(x - \alpha_j)^2}{\sigma^2} \right)}, \quad \forall x \quad (3.3.3)$$

Luego, la constante A es la amplitud de las gaussianas que permite cumplir con la representación de un perfil ideal de temperaturas de gases de escape. Además, es posible observar que su valor depende de la constante  $\sigma$ .

Para finalizar el modelo del perfil de temperaturas de los gases de escape a la salida de la turbina, es necesario considerar lo dicho en la sección 3.1 referente a la torsión de los gases, que se presenta en la Figura 12. Cuando se formuló la ecuación (3.3.1) se mencionó que esta es válida si los gases de escape viaja en línea recta, lo cual en la práctica no es así, dado que deben atravesar toda la turbina que está girando a 3000 RPM constantes. Esta torsión hace que los puntos de máxima influencia de las cámaras sobre la temperatura a la salida de la turbina no estén frente a frente, sino que desplazados angularmente. Se observa en la práctica que este desplazamiento varía en función de la potencia eléctrica generada y de la temperatura ambiente, de lo cual el fabricante de la turbina da cuenta a través de tablas con valores de torsión (swirl angles) para algunos puntos de operación, a partir de la cual se obtiene una superficie de la variación de la torsión, la cual se muestra en la Figura 18.



**Figura 18: Ángulo de torsión de los gases de escape en función de la potencia eléctrica generada y de la temperatura ambiente (los 0° están en la cámara 18 y el aumento es en sentido horario)**



Se puede apreciar que la superficie de los ángulos baja de nivel a medida que la potencia aumenta. Esto se debe a que cuando se genera más electricidad, la cantidad de aire que ingresa a la turbina es mayor, pero la sección es la misma, por lo que la velocidad axial de los gases debe aumentar.

Incorporando la torsión de los gases en la ecuación (3.3.1) como una función de la potencia y de la temperatura ambiente, finalmente la expresión para la temperatura a la salida de la turbina es la siguiente:

$$T_4(x, k) = \sum_{j=1}^{n_c} T_{3,j}(k) \left( \frac{P_4(k)}{P_2(k)} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} A \exp \left( - \frac{\left( x - \left( \alpha_j + s_w(T_1(k), P_e(k)) \right) \right)^2}{\sigma^2} \right) \quad (3.3.4)$$

Donde:

- $s_w$  : Ángulo de torsión de los gases
- $P_e$  : Potencia eléctrica generada [MW]

Es importante destacar que el corrimiento del que da cuenta la superficie de torsión en la ecuación (3.3.4) en realidad es el cambio en la posición del punto de máxima influencia de una cámara de combustión a la salida de la turbina en función de la potencia y de la temperatura ambiente.

El problema de la ecuación (3.3.4) es que se desconocen las temperaturas  $T_{3,j}$ . De hecho, si estas fuesen conocidas, la identificación de un punto frío o caliente es directa. Dado lo anterior, se dirá que la temperatura en cada cámara es proporcional a la temperatura media  $T_3$  global que se mencionó en la sección 2.5.2, es decir:

$$T_{3,j}(k) = c_j(k) T_3(k) \quad (3.3.5)$$

Reemplazando esta última ecuación en (3.3.4) se obtiene lo siguiente:

$$T_4(x, k) = \sum_{j=1}^{n_c} c_j(k) T_3(k) \left( \frac{P_4(k)}{P_2(k)} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} A \exp \left( - \frac{\left( (x - \alpha_j) - s_w(T_1(k), P_e(k)) \right)^2}{\sigma^2} \right) \quad (3.3.6)$$

La ecuación (2.2.5) permite relacionar  $T_3$  con  $T_4$  a través de la razón de compresión y reemplazándola en (3.3.6) finalmente se llega a la siguiente expresión:

$$T_4(x, k) = T_4(k) \sum_{j=1}^{n_c} c_j(k) A \exp \left( - \frac{\left( (x - \alpha_j) - s_w(T_1(k), P_e(k)) \right)^2}{\sigma^2} \right) \quad (3.3.7)$$

Donde:

$T_4(k)$  : Temperatura media de los gases de escape a la salida de la turbina en el instante  $k$

La ecuación (3.3.7) permite definir un modelo el cual permite observar el comportamiento térmico de las cámaras de combustión a través de los coeficientes  $c_j$  sin necesidad de obtener mediciones en las cámaras de combustión.

### 3.4.- Identificación y validación del modelo del perfil de temperaturas de gases de escape

Una vez formulado el modelo definido por la ecuación (3.3.7), es necesario encontrar los parámetros para obtener una estimación de este perfil.

En (3.3.7) se aprecia que los coeficientes  $c_j$  son dependientes del tiempo. Con esto se pretende entregar un mayor grado de libertad al modelo

dado que si se consideran como valores constantes, a priori se está descartando el hecho que las desviaciones de la temperatura de cada cámara con respecto del valor  $T_3$  son constantes.

Si se supone por un momento que el valor de  $\sigma$  es conocido, es necesario realizar un proceso de identificación instante a instante para encontrar los valores de los  $c_j$ , para lo cual se necesita seguir los pasos que se enumeran a continuación:

- a) Considerar el perfil de temperaturas extendido como una sucesión en  $x$ , en donde  $x$  es la posición angular de cada termopar (de los reales y de los replicados).
- b) Según la teoría de espacios de producto interno (ver Anexo F), es posible aproximar esta sucesión como una combinación lineal de sucesiones bases, las cuales serán las gaussianas de (3.3.7) evaluadas en las posiciones de los termopares
- c) Una vez definidas las bases, es posible encontrar una estimación de los parámetros  $c_j(k)$  a partir de la siguiente operación matricial:

$$\hat{c}_j(k) = R_{xx}^{-1}(k) R_{xy}(k) \quad (3.4.1)$$

Donde:

- $\hat{c}_j(k)$  : Coeficientes estimados del perfil de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas
- $R_{xx}(k)$  : Matriz de productos puntos cruzados de las sucesiones bases en el instante  $k$
- $R_{xy}(k)$  : Matriz de producto punto entre el perfil de temperaturas extendido y las sucesiones bases en el instante  $k$

Considerando la definición de producto punto para sucesiones reales finitas entregada en el Anexo F y el modelo propuesto para el perfil extendido de la temperatura de los gases de escape de la turbina a gas, los elementos de las matrices de la expresión (3.4.1) son:

$$R_{xx}(k)_{(i,j)} = \sum_{q=1}^{n_t} (T_4(k)A)^2 \exp(B_{i,q}(k)) \exp(B_{j,q}(k)) \quad (3.4.2)$$

$$R_{xy}(k)_{(i,j)} = \sum_{q=1}^{n_t} T_4(k)A \exp(B_{i,q}(k)) T_4(x_q, k) \quad (3.4.3)$$

Donde:

- $n_t$  : Número de termopares en el perfil extendido de la temperatura de los gases de escape de la turbina a gas
- $x_q$  : Posición angular del termopar q-ésimo del perfil extendido de la temperatura de los gases de escape de la turbina a gas
- $B_{i,q}(k)$  : 
$$-\frac{((x_q - \alpha_i) - s_w(T_1(k), P_e(k)))^2}{\sigma^2}$$
- $\alpha_i$  : Ubicación angular de la cámara i-ésima

De esta manera, la estimación del perfil extendido de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas es:

$$\hat{T}_4(x, k) = T_4(k) \sum_{j=1}^{n_t} \hat{c}_j(k) A \exp\left(-\frac{((x - \alpha_j) - s_w(T_1(k), P_e(k)))^2}{\sigma^2}\right) \quad (3.4.4)$$

Donde:

- $\hat{T}_4(x, k)$  : Temperatura estimada del termopar ubicado en la posición angular x en el instante k, perteneciente al perfil extendido de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas

Según la teoría de espacios de producto interno los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  son aquellos que minimizan el error cuadrático entre la estimación y los valores medidos, es decir:

$$EC(k) = \sum_i^{n_t} \left[ T_4(x_i, k) - \hat{T}_4(x_i, k) \right]^2 \quad (3.4.5)$$

El problema, claro está, es que se desconoce el valor de  $\sigma$ , el cual no es fácil de despejar para así escribir alguna relación con los demás valores de la expresión (3.3.7).

De acuerdo a (3.4.4) la estimación del perfil extendido de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas depende del parámetro  $\sigma$ . Luego, se puede inferir que el error cuadrático en (3.4.5) es función de  $\sigma$ , es decir,  $EC(k, \sigma)$ .

Para encontrar este valor, se propone resolver el siguiente problema de optimización en donde  $\sigma$  es la variable de optimización:

$$\begin{aligned} \min_{\sigma} &= \sum_{j=1}^n EC(j, \sigma) \\ \text{s.a.} & \\ \frac{1}{A} &= \sum_{j=1}^{n_c} \exp \left( - \left( \frac{\alpha_j}{\sigma} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (3.4.6)$$

Donde:

$n$  : Número de muestras consideradas en la identificación del modelo

La restricción del problema de optimización (3.4.6) sale del hecho de considerar que la expresión (3.3.3) es válida para todo  $x$ , en particular para  $x=0$ .

El error cuadrático depende de  $\sigma$  y al alterar su valor, las funciones bases para aproximar el perfil de temperaturas cambian. La teoría de espacios de producto interno establece que los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  son los que minimizan el error cuadrático de identificación dada una determinada base del espacio sobre el cual se quiere proyectar la función, dejando abierta la posibilidad de encontrar otras bases que generen un espacio sobre el cual sea posible aproximar de mejor manera la función perfil extendido de temperaturas de los gases de escape.

De esta manera, se puede decir que el  $\sigma$  que resuelve el problema de optimización (3.4.6) define las funciones bases que mejor aproximan al perfil de temperaturas.

La identificación del perfil de temperaturas se realiza con muestras en las cuales la potencia eléctrica generada es superior a 150 MW y corresponden a intervalos de operación en los cuales la máquina no cambia de modo de operación ni mientras alcanza una nueva consigna de potencia a generar. En los restantes intervalos de operación se han observado dinámicas que hasta el momento de la redacción de este trabajo no fueron posibles de modelar satisfactoriamente. Sin embargo, estos intervalos corresponden a una muy pequeña fracción del tiempo total de operación de la turbina.

En cada instante se obtendrán tantos coeficientes  $\hat{c}_j$  como cámaras replicadas existan. Para efectos de análisis y comparaciones, sólo se considerarán los coeficientes  $\hat{c}_j$  del perfil original, es decir,  $j \in \{19, \dots, 36\}$

Para ejemplificar este proceso, se identifica el perfil de temperaturas entre los días 22 y 24 de abril de 2006 con una frecuencia de muestreo de 1 minuto. Para validación del modelo se utilizan datos obtenidos entre los días 2 y 4 de mayo de 2006. Dado que los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  son variables en el tiempo, el proceso de validación está orientado a verificar el valor del parámetro  $\sigma$ .

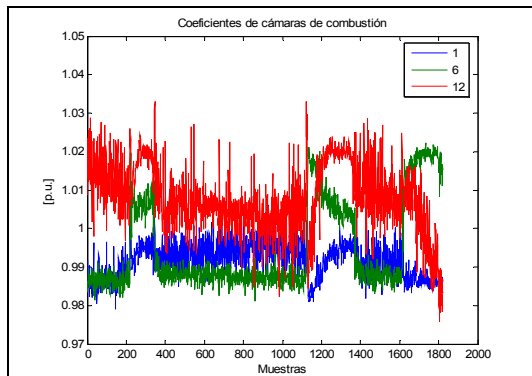
El valor de  $\sigma$  que resuelve (3.4.6) para los datos de identificación es 19,17[1°]. En el Anexo C se muestran algunos gráficos obtenidos en estas etapas. A continuación se presentan las tablas con los resultados obtenidos en las etapas de identificación y validación.

Termopar	Identificación			Validación		
	$\sum_{k=1}^n \frac{ e(k) }{n}$	$\sum_{k=1}^n \frac{e(k)^2}{n}$	var( e )	$\sum_{k=1}^n \frac{ e(k) }{n}$	$\sum_{k=1}^n \frac{e(k)^2}{n}$	var( e )
1	1.6872	4.4586	1.6130	1.4177	2.9829	0.9733
2	2.0937	5.9009	1.5182	1.5289	3.7223	1.3854
3	1.4972	2.9100	0.6688	1.6329	3.2104	0.5440
4	0.9201	1.7398	0.8937	1.0477	1.4312	0.3337
5	1.5858	3.1648	0.6504	1.2186	2.1719	0.6872
6	1.8891	4.4986	0.9303	1.7120	3.5876	0.6568
7	1.4212	3.0464	1.0272	0.7307	1.0357	0.5019
8	1.8593	5.6952	2.2395	4.0370	18.7082	2.4112
9	2.5522	9.7748	3.2631	5.5238	34.8242	4.3138
10	3.7844	17.2874	2.9673	2.6146	8.1514	1.3156
11	5.6897	35.2185	2.8473	4.7550	24.7508	2.1415
12	5.4122	33.0555	3.7659	7.2186	54.2315	2.1241
13	3.0439	14.3115	5.0488	5.1254	28.6414	2.3723
14	1.1510	2.8202	1.4963	1.9408	5.0654	1.2993
15	0.5054	0.6035	0.3482	0.7684	0.8835	0.2932
16	0.8087	1.2298	0.5761	1.0205	1.7646	0.7235
17	1.7472	3.7341	0.6818	2.3511	6.4472	0.9199
18	2.3013	6.3243	1.0288	3.8138	16.8910	2.3464
19	1.4455	4.3692	2.2811	3.8695	18.6983	3.7264
20	2.1419	5.2007	0.6133	2.9227	9.6857	1.1439
21	2.8598	9.7559	1.5782	1.7197	4.6052	1.6483
22	2.9946	11.4651	2.4991	1.8173	4.5643	1.2623
23	2.6257	7.5821	0.6883	3.9061	16.9023	1.6454
24	1.8908	7.1753	3.6021	5.2822	33.5740	5.6744
25	3.2135	11.9078	1.5820	4.7120	25.3731	3.1717
26	2.0926	5.6354	1.2572	2.3630	7.5749	1.9916
27	1.0259	1.5870	0.5347	1.1813	2.4452	1.0501
28	0.9980	1.8157	0.8203	1.7574	4.2210	1.1330
29	1.7860	5.3701	2.1815	2.3428	9.1369	3.6494
30	2.1697	6.9659	2.2598	2.3991	8.4540	2.6990
31	1.1555	2.5226	1.1881	1.5229	3.3392	1.0204

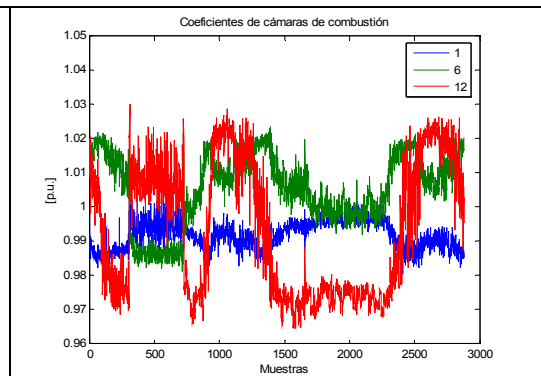
**Tabla 5: Resultados de la identificación y validación del perfil de temperaturas de los gases de escape de la turbina gas de la central Nueva Renca**

Es importante destacar que los resultados obtenidos en ambas etapas no son muy diferentes, por lo que es posible hablar de que el modelo no está sobreajustado.

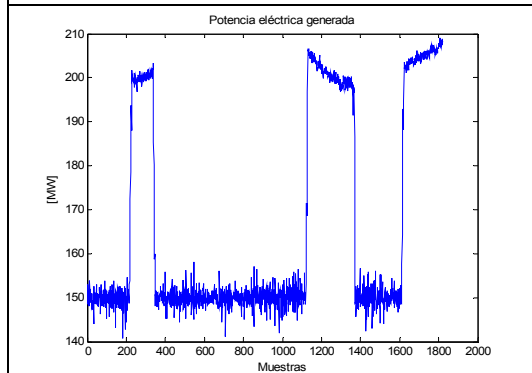
En la Figura 19 es posible ver el comportamiento de los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  asociados a las cámaras 1, 6 y 12 en el intervalo de identificación y en la Figura 20 aparecen los coeficientes de las mismas cámaras pero en el intervalo de validación. En las siguientes figuras de esta tesis, cada muestra corresponde a información de cada instante de muestreo, es decir, 1 minuto.



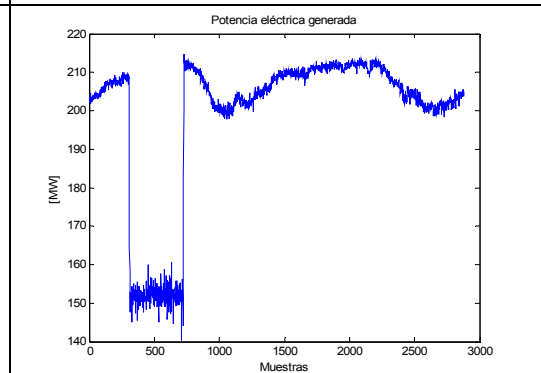
**Figura 19: Coeficientes  $\hat{c}_j$  de las cámaras 1, 6 y 12 en el intervalo de identificación**



**Figura 20: Coeficientes  $\hat{c}_j$  de las cámaras 1, 6 y 12 en el intervalo de validación**



**Figura 21: Potencia eléctrica generada  $P_e$  en el intervalo de identificación**



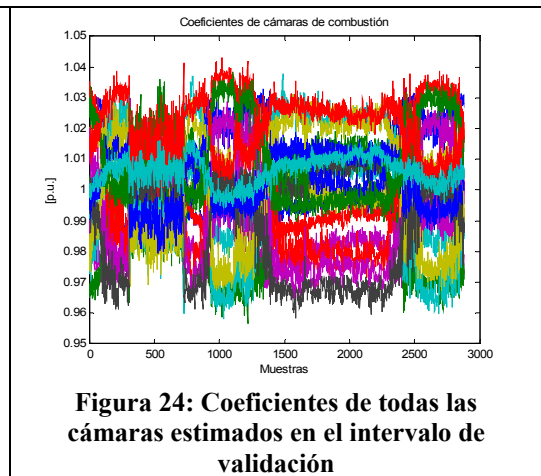
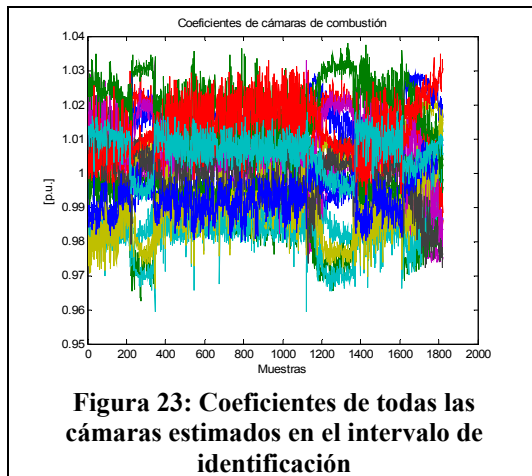
**Figura 22: Potencia eléctrica generada  $P_e$  en el intervalo de validación**

Es posible observar que los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  presentan comportamientos diferentes unos de otros, y no es claro poder asociarles una dependencia de la potencia eléctrica generada  $P_e$  (Figura 21 y Figura 22), que es la variable que caracteriza el comportamiento de la turbina.



Lo anterior implica que no será posible caracterizar a una cámara de combustión por un determinado valor de  $\hat{c}_j(k)$  constante, ya que su comportamiento es claramente variable en el tiempo y además no es posible de encontrar, al menos a simple vista, una correlación con otras variables de la turbina como es el caso de la potencia eléctrica generada  $P_e$ .

Sin embargo, en condiciones de funcionamiento normal, como en los días considerados para la identificación y validación, los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  están dentro de un cierto intervalo. En la Figura 23, se aprecia que estos coeficientes están dentro de una banda de  $\pm 4\%$  en el intervalo de identificación. La misma situación se observa en la Figura 24, que da cuenta del intervalo de validación.



### 3.5.- Desarrollo del simulador de perfil de temperatura de los gases de escape de la turbina a gas

Uno de los grandes problemas del estudio de detección y aislamiento de fallas es que la información en términos de datos históricos del funcionamiento de una planta en condiciones de falla es escaso, dado que por lo general esta es detenida para corregir el problema tan pronto como sea posible, con el fin de evitar problemas mayores.

Para poder realizar un estudio con más casos y probar metodologías para la solución del problema de FDI, resulta útil contar con un simulador del perfil de temperatura de los gases de escape de la turbina, el cual es mucho más sencillo que el simulador de turbina que se describió en la sección 2.6, aunque eventualmente podrían trabajar en conjunto.

El simulador de perfil de temperaturas tiene como entradas:

- Temperatura media a la salida de la turbina,  $T_4$
- Temperatura ambiente,  $T_1$
- Potencia eléctrica generada,  $P_e$

También se podría utilizar el simulador de la sección 2.6 para generar las entradas de este simulador, pero dado que se disponen de estas mediciones, no resulta necesario.

Los parámetros del simulador del perfil de temperatura de los gases de escape de la turbina a gas son:

- Coeficientes de la función de ángulo de torsión de los gases,  $s_w$
- Coeficientes de proporcionalidad de la temperaturas de las cámaras,  $c_j(k)$

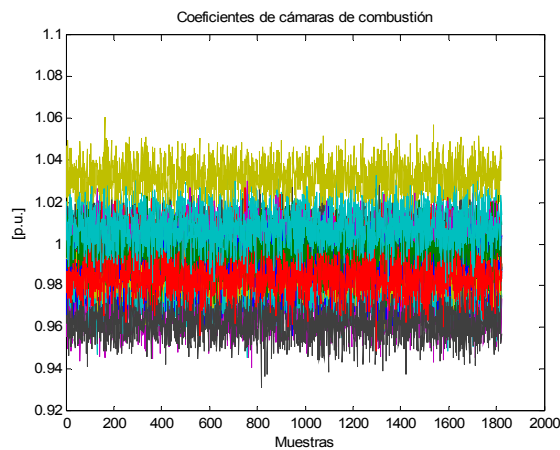
La salida de este simulador es un perfil extendido de temperatura de los gases de escape de la turbina a gas, que se genera a partir de (3.3.7).

Respecto a los coeficientes  $c_j(k)$ , se consideran 18 coeficientes diferentes y variables en el tiempo, los cuales serán repetidos tal como se muestra en la Figura 16 para así generar el perfil extendido de temperatura de los gases de escape de la turbina a gas.

El objetivo final es generar un perfil de temperaturas y realizar el procedimiento de identificación descrito en la sección 3.4 para poder determinar los valores de los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$ , con el fin de estimar la temperatura al interior de cada cámara.

A modo de ejemplo, se genera un perfil de temperaturas con coeficientes  $c_j$  constantes y al perfil extendido simulado se le añadirá un ruido blanco de media cero y varianza 3. Los datos de entrada del simulador corresponden a datos de funcionamiento de la turbina a gas de la central Nueva Renca registrados entre los días 22 y 24 de abril de 2006. El valor de  $\sigma$  es 19,17[1/°].

En la Figura 25 se muestran los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  en diferentes colores obtenidos a través del procedimiento descrito en la sección 3.4



**Figura 25: Coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  estimados de todas las cámaras para datos de simulación**

Es posible observar que estos coeficientes no son constantes a lo largo del tiempo. Además, su valor medio presenta pequeñas diferencias con los valores de los parámetros con los cuales se construyó el simulador, y su varianza además es muy pequeña, lo cual se muestra en la Tabla 6. Dados los pequeños errores de identificación y las varianzas obtenidas, la técnica utilizada para identificar el perfil de temperaturas es adecuada al menos a nivel de simulador.

N°	$c_j$	$\bar{\hat{c}}_j$	$\frac{\sum_{k=1}^n  e(k) }{n}$	$\frac{\sum_{k=1}^n e(k)^2}{n}$	$\text{var}( e )$
1	0.9934	0.9933	0.0061	1e-4*0.5856	1e-4*0.2092
2	0.9883	0.9883	0.0063	1e-4*0.6241	1e-4*0.2234
3	0.9860	0.9860	0.0063	1e-4*0.6120	1e-4*0.2180
4	1.0112	1.0114	0.0064	1e-4*0.6301	1e-4*0.2178
5	0.9676	0.9674	0.0064	1e-4*0.6541	1e-4*0.2410
6	1.0320	1.0321	0.0064	1e-4*0.6374	1e-4*0.2268
7	1.0023	1.0021	0.0065	1e-4*0.6600	1e-4*0.2425
8	0.9809	0.9812	0.0063	1e-4*0.6280	1e-4*0.2309
9	0.9963	0.9960	0.0064	1e-4*0.6365	1e-4*0.2315
10	1.0006	1.0007	0.0064	1e-4*0.6392	1e-4*0.2351
11	0.9782	0.9778	0.0064	1e-4*0.6613	1e-4*0.2467
12	1.0015	1.0017	0.0065	1e-4*0.6596	1e-4*0.2406
13	0.9869	0.9867	0.0064	1e-4*0.6529	1e-4*0.2417
14	0.9622	0.9624	0.0066	1e-4*0.6730	1e-4*0.2418
15	0.9925	0.9919	0.0065	1e-4*0.6775	1e-4*0.2525
16	0.9943	0.9951	0.0064	1e-4*0.6538	1e-4*0.2388
17	0.9850	0.9839	0.0063	1e-4*0.6224	1e-4*0.2269
18	1.0050	1.0068	0.0065	1e-4*0.6565	1e-4*0.2390

**Tabla 6: Resultados de la identificación del simulador del perfil de temperaturas de gases de escape.  $e(k) = c_j(k) - \bar{\hat{c}}_j(k)$**

### 3.7.- Resumen

En esta sección se revisó brevemente la solución actual al problema de FDI con el cual se trabaja en la central Nueva Renca y se ha identificado una de sus principales falencias.

Además, se ha formulado un modelo matemático que permite relacionar el comportamiento de las cámaras de combustión con el perfil de temperaturas de los gases de escape, dado que es la única información a la cual se tiene acceso para poder solucionar el problema de FDI. Junto con eso, también se ha entregado un procedimiento para identificar sus parámetros y se ha desarrollado un simulador del perfil de temperatura de los gases de escape de la turbina a gas basado en este modelo.

## **4.- Solución propuesta para el problema de detección y aislamiento de fallas**

### **4.1.- Introducción**

Este capítulo comienza con una descripción de lo que se entenderá como falla en las cámaras de combustión y cuáles son sus síntomas.

Como se mencionó en la sección 3.2, actualmente en la central Nueva Renca se cuenta con una metodología para solucionar el problema de FDI, basado en los indicadores *spread*. En la sección 4.3 se analizará su comportamiento como herramienta para solucionar el problema de detección y aislamiento de fallas en las cámaras de combustión, sometiéndolo a un caso límite de mucho interés.

Dada la instrumentación con que se cuenta en la turbina, sólo se tienen mediciones globales, es decir, se conocen los valores de distintas variables como flujos másicos y presiones a nivel de turbina y no a un nivel desagregado por cámara, por lo que claramente la solución al problema de FDI no puede basarse en la utilización de modelos de entrada-salida a nivel de cámaras de combustión.

Dado lo anterior, tanto la detección como el aislamiento de fallas dependerá fuertemente de la calidad de las mediciones de los termopares a la salida de la turbina, por lo que es necesario saber cuál es la sensibilidad de la metodología de identificación frente a fallas en estos sensores. Esto será discutido en la sección 4.4.

En la sección 4.5 se proponen tres conjuntos de residuos. Además se realizan pruebas usando el simulador con el fin de ajustar los parámetros de

estos residuos. En la sección 4.6 se analizarán el comportamiento de los tres conjuntos de residuos también mediante simulación.

La solución final del problema de FDI está dada por la formulación de una estructura de detección y aislamiento de fallas, en la cual deberá considerarse todos los estudios realizados hasta el momento. Esto se lleva a cabo en la sección 4.7

Por último, en la sección 4.8, se utilizan datos históricos de la turbina a gas de la Central Nueva Renca para validar el trabajo realizado.

#### **4.2.- Definición de fallas síntomas y causas de una falla en una cámara de combustión**

Se establece que una cámara de combustión presenta una falla cuando la temperatura de los gases de combustión en su interior muestra una desviación clara de su valor con respecto del promedio de todas las cámaras, o cuando ella toma valores fuera de un intervalo determinado.

También se considerará como falla a las variaciones abruptas y significativas de la temperatura de los gases de combustión, sin importar si se está dentro o fuera del intervalo mencionado en el párrafo anterior.

Las razones principales por las cuales la temperatura al interior de una cámara de combustión puede alterarse son las siguientes:

- a) Destrucción o desajuste de sus componentes constructivos
- b) Fallas en el divisor de flujo, el cual distribuye el combustible desde un punto común hacia cada una de las cámaras de combustión

- c) Fallas en el sistema de inyección de agua de enfriamiento de las cámaras de combustión (*water injection*)

Como síntoma de falla en una cámara de combustión se considerarán las variaciones de los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$ , las cuales están estrechamente relacionadas con la variación de la temperatura de los gases en su interior.

#### 4.3.- Limitaciones del *spread* como síntoma de falla

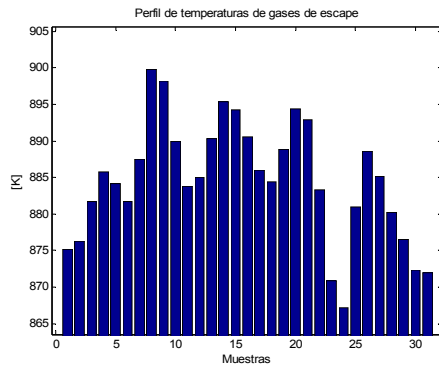
A continuación se presenta un caso límite generado con el simulador de perfil de temperaturas de los gases de escape que pretende poner en manifiesto la nula capacidad del indicador *spread* máximo para detectar variaciones en el tiempo de una cámara de combustión.

La situación a analizar ocurre cuando todos los coeficientes de las cámaras están dentro del intervalo [0.98, 1.02], salvo los correspondientes a las cámaras 1 y 10, cuyos coeficientes son 1.04 y 0.96 respectivamente

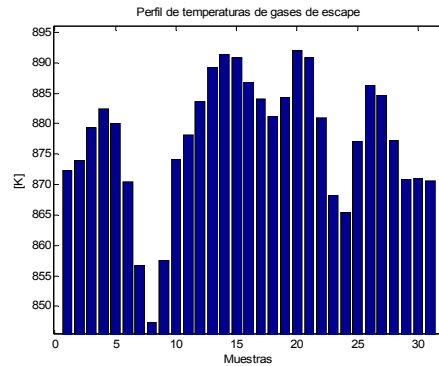
A modo de prueba, se hace variar el coeficiente 1 con una pendiente de  $-3.2000e-005$  por minuto, manteniendo todos los demás constantes. Los datos de entrada para el simulador corresponden a la operación de la turbina a gas entre los días 22 y 24 de abril de 2006 y el valor de  $\sigma$  utilizado es de 19.17. En la Figura 26 se presenta el perfil de temperaturas de los gases de escape inicial de esta prueba, y en la Figura 27 se muestra este mismo perfil en la etapa final de la simulación. Es importante notar que el punto frío del perfil es distinto en ambas situaciones.

Se observa en la Figura 28 que el *spread* máximo fue disminuyendo hasta que finalmente su valor se estancó en la muestra 500. Ese momento corresponde al instante cuando el coeficiente de la cámara 1 fue igual a 1.02,

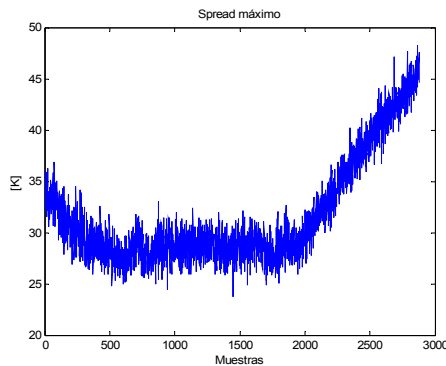
que es el límite superior de los restantes coeficientes. Posterior a eso el *spread* no varía más debido a que su valor es producto de la diferencia de temperatura entre la cámara 10 y la cámara cuyo coeficiente es 1,02, dado que la cámara N°1 pasó ahora a ser una cámara más fría. Se observa además que el *spread* comienza a aumentar nuevamente a partir del instante 2000, que es el instante en el que según la Figura 29 la cámara más fría es ahora la número 1. El *spread* llega a su valor inicial recién en la muestra 2300. Sólo a partir de ese momento el *spread* máximo se estará acercando a su cota máxima. Se debe recordar que si ocurre lo anterior, la turbina se detiene automáticamente.



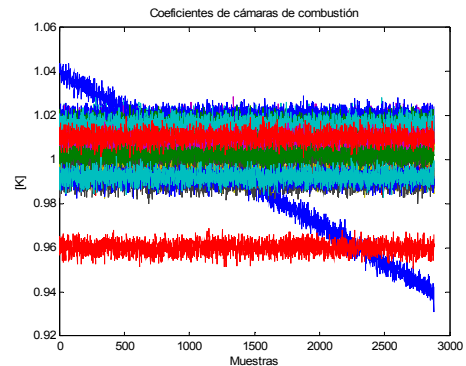
**Figura 26:** Perfil inicial de temperaturas de gases de escape en simulación de caso límite



**Figura 27:** Perfil final de temperaturas de gases de escape en simulación de caso límite



**Figura 28:** Evolución temporal del *spread* máximo en simulación de caso límite



**Figura 29:** Coeficientes estimados de cámaras de combustión en simulación de caso límite

Lo más destacable de lo anterior es que el indicador *spread* no fue capaz de detectar un cambio significativo en la temperatura de una cámara de combustión, que en este caso, fue de un 8%, principalmente porque no está



diseñado para observar el comportamiento individual de cada cámara. Lo anterior deja en manifiesto que los coeficientes  $\hat{c}_j$  tienen la capacidad de reflejar el desarrollo de una falla.

#### 4.4.- Sensibilidad del método de identificación frente a fallas en la instrumentación

Se analiza mediante el simulador la sensibilidad del método frente a fallas en los termopares. Para lo anterior, se realizará una prueba en la cual se simula la descalibración del termopar 11 (o de su transmisor), de tal manera que la medida registrada es siempre mayor en un valor constante al valor real.

Para estudiar el punto anterior se genera un perfil típico de temperaturas con coeficientes  $c_j(k)$  diferentes entre si pero constantes en el tiempo en donde los coeficientes están dentro del rango [0.98, 1.02]. Los datos de entrada para el simulador corresponden a parte de la información de operación de la turbina de los días 22 y 24 de abril de 2006 utilizando un  $\sigma=19,17[1^\circ]$ .

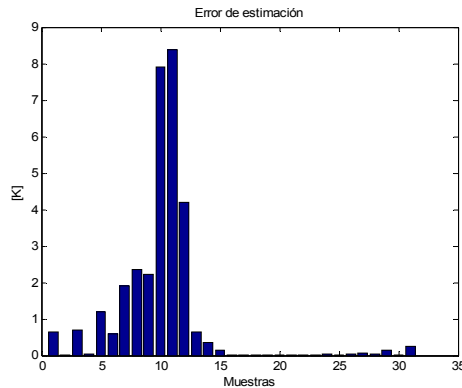
En la Tabla 7 se presentan los resultados de esta prueba.

Descalibración [°C]	$\max_{k=1,\dots,n} ( c_j(k) - \hat{c}_j(k) )$
+2	0.0041
+4	0.0081
+6	0.0121
+10	0.0200
+20	0.0400

**Tabla 7: Máximo error de estimación de coeficientes por descalibración de termopar**

Otro estudio que se debe realizar consiste en observar cómo la descalibración de un termopar afecta las estimaciones de las demás temperaturas. A modo de ejemplo, se supone una descalibración nuevamente

en el termopar 11 de 20°C y posteriormente, en la Figura 30 se muestra el error de estimación de las mediciones de todos los termopares.



**Figura 30: Error de estimación de temperaturas producto de una descalibración**

Es posible apreciar que en torno al termopar con problemas, el error de estimación es mucho mayor que en otras zonas del perfil de temperaturas. De esta manera, es posible caracterizar una zona en la cual al menos uno de sus termopares presenta fallas.

Con este estudio, se pretende dejar en manifiesto la gran importancia que tiene el contar con una instrumentación que funcione en óptimas condiciones. Si bien lo anterior puede resultar obvio, para este método de detección es aun más importante este punto, dados los errores observados y además que es la única fuente de información para resolver el problema de FDI.

#### **4.5.- Proposición de residuos**

Tomando en consideración lo estudiado anteriormente, es posible definir tres conjuntos de residuos, los cuales serán utilizados para resolver el problema de FDI.

#### 4.5.1.- Residuos $r_j^1$

Estos residuos indican si el coeficiente  $\hat{c}_j(k)$ , asociado a cada cámara, está fuera del intervalo  $[c_{\min}, c_{\max}]$ . A esta situación se le llamará falla de tipo 1 y su residuo es el siguiente:

$$r_j^1(k) = \left| \hat{c}_j(k) - \frac{(c_{\max} + c_{\min})}{2} \right|, j = 1, \dots, 18 \quad (4.5.1)$$

A partir del significado de los  $c_j(k)$  se puede decir que estos residuos están indicando anomalías relativas de las cámaras de combustión.

Para elegir las cotas, es necesario revisar los registros históricos de la operación de la turbina a gas cuando esta se encuentra sin fallas, de manera de poder caracterizar su funcionamiento normal. En el Anexo E se entregan tablas en las cuales se resume el comportamiento de la turbina durante algunos meses de los años 2005 y 2006. En esta sección, a modo de ejemplo se presenta el resumen correspondiente a los meses de enero de 2005 (Tabla 8) y julio de 2005 (Tabla 9)

A excepción del mes de enero de 2005, siempre es posible encontrar algún tipo de falla en la turbina, principalmente de sus termopares.

	Gas	Diesel
<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.0304	1.0464
Des. est. máx cj	0.006171	0.012106
Media del mín. cj	0.96808	0.95506
Des. est. mín cj	0.0074109	0.015606
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	2.5776	2.3241
Des. Est. error estimación	2.1741	2.1568
Máx. media de error de estimación por termopar	5.2577	4.1085
Termopar con máx. media en error estimación	30	23
Media error estimación menos los 4 mayores	2.2327	2.1163
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	1.7515	1.8687

**Tabla 8: Resumen correspondiente al mes de enero de 2005**

	Gas	Diesel
<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.2983	
Des. est. máx cj	0.3139	
Media del mín. cj	0.51002	
Des. est. mín cj	0.56313	
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	16.9082	
Des. Est. error estimación	47.2481	
Máx. media de error de estimación por termopar	113.0466	
Termopar con máx. media en error estimación	17	
Media error estimación menos los 4 mayores	7.6865	
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	14.9695	

**Tabla 9: Resumen correspondiente al mes de julio de 2005**

En el mes de julio de 2005 (Tabla 9), se puede apreciar que los valores máximos y mínimos de  $\hat{c}_j(k)$  están muy alejados de los valores que se observan en los demás meses. Esto se debe a una falla en el termopar N°17, el cual en algunos instantes entrega una medición de 190 K. Es este termopar el que afecta al valor de los máximos y mínimos  $\hat{c}_j(k)$ , dado que es necesario representar una temperatura muy baja en un punto e inmediatamente a la izquierda y derecha de este punto la temperatura es normal, lo cual debe ser compensado de alguna manera por los otros coeficientes.

A continuación, se propone el siguiente criterio para definir los límites utilizados en los residuos  $r_j^1$ :

- Obtener la media de los valores máximos y mínimos de los coeficientes  $\hat{c}_j$ ,  $\mu_{\max}$  y  $\mu_{\min}$ , para diesel y gas por separado.
- Obtener la desviación estándar de los valores máximos y mínimos de los coeficientes  $\hat{c}_j$ ,  $\sigma_{\max}^2$  y  $\sigma_{\min}^2$ , para diesel y gas por separado
- Definir, tanto para gas y diesel, las siguientes cotas:

$$c_{\max} = \mu_{\max} + 3\sigma_{\max}^2 \quad (4.5.2)$$

$$c_{\min} = \mu_{\min} - 3\sigma_{\min}^2 \quad (4.5.3)$$

Según la información que es considerada como representativa de la operación de la turbina sin fallas, y suponiendo que la información correspondiente a los meses de enero de 2005 representa de manera fiel el comportamiento de la turbina a gas en operación normal, las cotas estos intervalos se entregan en la Tabla 10.

	<b>Operación c/gas</b>	<b>Operación c/diesel</b>
Cota superior	1,0489	1,0827
Cota inferior	0,9458	0,9082

**Tabla 10: Cotas para los residuos  $r_j^1$**

La elección de cotas de la forma  $\mu_x \pm 3\sigma_x^2$  se realiza porque estos límites han dado buenos resultados en la práctica [4] en términos de evitar las falsas alarmas y de no diagnosticar fallas cuando estas se presentan, lo que en los test de hipótesis corresponden a los errores de tipo 1 y 2 respectivamente.

Aun con estos límites, puede darse el caso de que una sola muestra sea la que se salga de los límites y por ende se determina la existencia de falla. Un método para subsanar esto último es el uso de ventanas de tiempo y en este caso en particular se aplican a los residuos  $r_j^1$ , por lo que matemáticamente:

$$\text{Falla tipo 1 en cámara } j \Leftrightarrow \sum_{k=1}^T \frac{r_j^1(k)}{T} \notin [c_{\min}, c_{\max}] \quad (4.5.4)$$

Es claro que existe un compromiso entre detección temprana y detección correcta al momento de elegir el largo de la ventana de tiempo. Sin embargo, pruebas experimentales no fueron posibles de realizar para sintonizar este residuo dado que, entre otras causas, un cambio de hardware hecho hace poco a la turbina no permite generar alteraciones en el flujo de combustible de manera individual a cada cámara de combustión.

Dado lo anterior, un valor para T debe ser propuesto a partir de la observación de los datos disponibles y de las fluctuaciones de los residuos  $r_j^1$ , de manera tal de lograr el compromiso mencionado anteriormente de manera aproximada. Como resultado de esta observación se propone una ventana de largo  $T=5$  [min].

#### 4.5.2.- Residuos $r_j^2$

Estos residuos señalan cuando la temperatura estimada de una cámara de combustión, de acuerdo a (3.3.5), está fuera del intervalo  $[T_{3\min}, T_{3\max}]$ , a lo que se le denominará falla de tipo 2

$$r_j^2(k) = \left| T_{3j}(k) - \frac{(T_{3\max} + T_{3\min})}{2} \right|, j = 1, \dots, 18 \quad (4.5.5)$$

Las cotas del residuo  $r_j^2$  deben ser definidas a partir de información que entregue tanto el personal de la central Nueva Renca como el fabricante de la turbina a gas, dado que existen muchos factores que se deben analizar (stress térmico, estabilidad de llama, entre otras) que están más allá del alcance de esta tesis.

No obstante, una vez determinados estos valores, será necesario definir algún margen de seguridad para evitar las falsas alarmas de falla. Dada la relación entre  $\hat{c}_j(k)$  y  $T_3$  definida en (3.3.5), y considerando los posibles errores de identificación de  $\hat{c}_j(k)$ , se proponen las siguientes cotas para la temperatura estimada de las cámaras de combustión

$$T_{3\max} = T_{3\max}^{\text{diseño}} + c_{\text{error}} T_3(k) \quad (4.5.6)$$

$$T_{3\min} = T_{3\min}^{\text{diseño}} - c_{\text{error}} T_3(k) \quad (4.5.7)$$

Donde:

- $c_{\text{error}}$  : Error de identificación de  $c_j(k)$
- $T_{3\max}^{\text{diseño}}$  : Temperatura de diseño máxima de las cámaras de combustión
- $T_{3\min}^{\text{diseño}}$  : Temperatura de diseño mínima de las cámaras de combustión

Observando el resumen del comportamiento de la turbina en el Anexo E, es posible observar que en condiciones de funcionamiento normal el error de estimación de las mediciones de los termopares es cercano a 6. Con esta información, de la Tabla 7 se desprende que el máximo error de estimación de los coeficientes  $\hat{c}_j$  producto de descalibraciones (una posible fuente del error de identificación) es de 0.0121, lo cual se propone como valor de  $c_{\text{error}}$ .

Las cotas propuestas para el residuo  $r_{2j}$  tienen un significado casi intuitivo, el cual guarda relación con el error máximo de estimación de los

coeficientes  $\hat{c}_j$ . Sin embargo, esto le ha dado a las cotas el carácter de variables en el tiempo, no como en el caso de las cotas para  $r_j^1$ . Además, estos residuos no tienen un carácter relativista como los  $r_j^1$ , sino que más bien son absolutos en términos de la temperatura al interior de las cámaras.

Por último, el comentario acerca de la ventana de tiempo hecho para los residuos  $r_j^1$  también es válido en esta sección. De esta manera:

$$\text{Falla tipo 2 en cámara } j \Leftrightarrow \sum_{k=1}^T \frac{r_j^2(k)}{T} \notin [T_{3\min}, T_{3\max}] \quad (4.5.8)$$

La ventana de tiempo T que se considera para estos residuos también es  $T=5$  [min].

#### 4.5.3.- Residuos $r_j^3$

Estos residuos están orientados a la detección variaciones bruscas y significativas en el comportamiento de una cámara de combustión, a lo que se le denominará falla de tipo 3. Esta detección se hace a través de la transformada Wavelet [14], que ha mostrado ser una herramienta muy poderosa para la detección de fallas. Las definiciones de estos coeficientes pueden ser encontradas en el Anexo G.

La definición de estos residuos es la siguiente:

$$r_j^3(k) = \text{var}(c_{j,T}^N), \quad j = 1, \dots, 18 \quad (4.5.9)$$

Donde:

$c_j^N(t)$  : Coeficiente de aproximación de nivel N de la transformada wavelet discreta de la señal  $\hat{c}_j$



T : Número de coeficientes wavelets a considerar dentro de la ventana

Un residuo similar al que se plantea en (4.5.9) es propuesto en [3] y en [15], sólo que en aquellos trabajos se utiliza la transformada Wavelet continua.

Al producirse un cambio significativo en algún coeficiente  $\hat{c}_j(k)$ , es posible observar que las varianzas de los coeficientes wavelets asociados a la señal  $\hat{c}_j(k)$  se ven alteradas. De esta forma, el problema de detección de cambios en el funcionamiento de una cámara de combustión se reduce a detectar un cambio de las varianzas de los coeficientes wavelets de la señal asociada al coeficiente  $c_j$  de dicha cámara.

Para ilustrar lo anterior, a través del uso de simulador de perfiles se genera una falla en la cámara 10 con datos registrados entre los días 3 y 5 de febrero de 2006. La señal  $\hat{c}_j(k)$  de los coeficientes de las cámaras sin falla incorporados al simulador son el resultado de una identificación previa realizada con la información correspondiente a estos días. Finalmente, sólo se alteró el coeficiente de la cámara 10 y se simuló una variación lineal desde un valor de 1.02 hasta 0.98 en 30 minutos.

En la Tabla 11 se presentan las varianzas de los coeficientes de aproximación, mientras que en la Tabla 12 están las correspondientes a los coeficientes de detalle, ambas para distintos niveles de resolución.

Nivel	Var( $\hat{c}_1(k)$ )	Var( $\hat{c}_{10}(k)$ )
0	0.0002	0.0003
1	0.00003	0.0006
2	0.00005	0.0013
3	0.00009	0.0025
4	0.0002	0.0050
5	0.0003	0.0101

**Tabla 11: Varianza de los coeficientes de aproximación de la transformada wavelet de los coeficientes  $\hat{c}_j$**

Nivel	Var( $d_1(k)$ )	Var( $d_{10}(k)$ )
0	9.6657e-006	8.1885e-006
1	1.1357e-005	9.2311e-006
2	1.3582e-005	1.0410e-005
3	1.4079e-005	2.1691e-005
4	2.5626e-005	3.4368e-005
5	6.2672e-005	3.4318e-005

**Tabla 12: Varianza de los coeficientes de detalle de la transformada wavelet de los coeficientes  $c_j$**

De las tablas anteriores es posible concluir que la varianza de los coeficientes de detalle, al menos para estas fallas, no son un buen indicador de falla, dado que la diferencia de este estadístico para una cámara sana y otra con falla es muy pequeña en distintos niveles de resolución, razón por la cual no se incorporó en la solución del problema de FDI un residuo basado en estos coeficientes

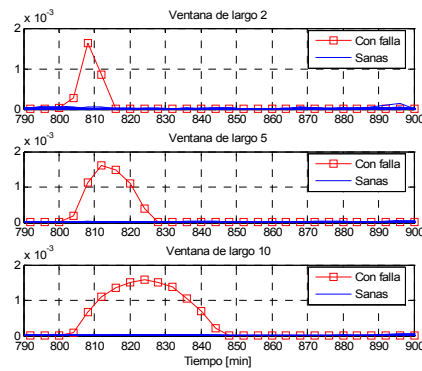
Es necesario mencionar que se realizaron otras pruebas con fallas de distinto tiempo de descenso, y los resultados arrojaron como conclusión que con los coeficientes de aproximación es suficiente para indicar la ocurrencia de un cambio significativo en el comportamiento de una cámara de combustión.

El residuo planteado en (4.5.9) considera analizar la varianza de los coeficientes de aproximación dentro de una ventana de tiempo. Esto no es más que un método práctico que permite detectar los cambios en este estadístico.

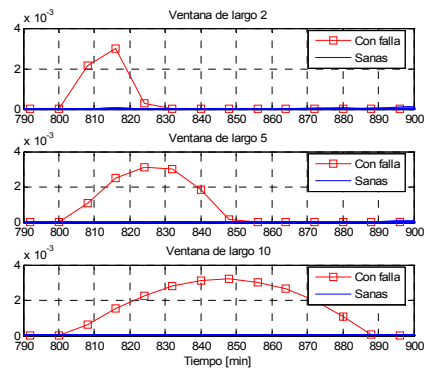
Por último, es necesario definir el tamaño de la ventana de tiempo como el nivel de resolución a utilizar. Para esto, se debe tener en cuenta que la detección debe ser rápida y con una baja probabilidad de generar falsas alarmas, es decir, el resultado del análisis wavelet realizado a una cámara sana debe ser muy diferente al de una cámara con falla.

La elección de estos parámetros se realiza utilizando el simulador de perfil de temperatura de los gases de escape. Para ello, se utiliza la misma

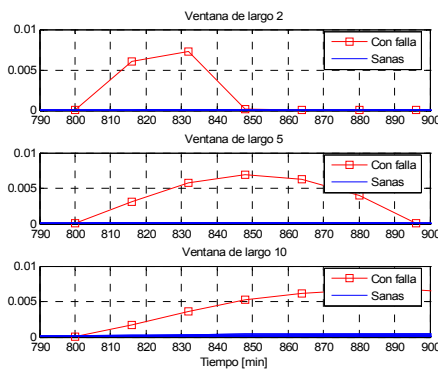
técnica de simulación empleada en esta sección para obtener las tablas con las varianzas de los coeficientes wavelet, para los mismos días, pero con la diferencia que las curvas de descenso del coeficiente de la cámara con falla serán de largo y formas distintas. Los gráficos con los resultados de estas simulaciones y otros detalles se presentan en el Anexo H, y a modo de ejemplo, a continuación se presentan el desempeño de estos residuos en el caso de la simulación de una falla de descenso lineal de 5 minutos



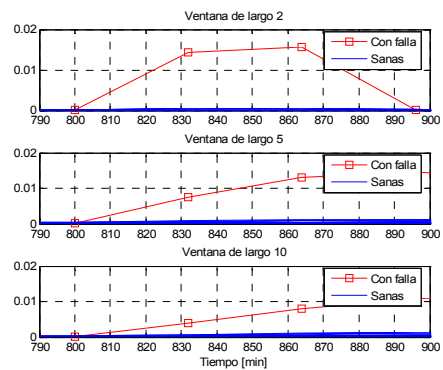
**Figura 31: Varianza de los coeficientes wavelet de las señales  $\hat{c}_j(k)$  con nivel de resolución 2**



**Figura 32: Varianza de los coeficientes wavelet de las señales  $\hat{c}_j(k)$  con nivel de resolución 3**



**Figura 33: Varianza de los coeficientes wavelet de las señales  $\hat{c}_j(k)$  con nivel de resolución 4**



**Figura 34: Varianza de los coeficientes wavelet de las señales  $\hat{c}_j(k)$  con nivel de resolución 5**

A partir de las figuras del Anexo H, se puede concluir que los parámetros que permiten una mejor detección de una falla, de manera confiable y rápida a través de residuos como (4.5.9) son:  $N=3$ ,  $T=5$  y  $\Delta v=1,5e-3$ , dado que con estos parámetros, es posible detectar todas las variaciones de parámetros estudiadas de manera razonable.

El residuo escogido presenta un comportamiento similar independiente de la forma, no así del tiempo de descenso. Además, es importante mencionar que estos residuos permiten detectar de manera apropiada las fallas cuyos tiempos de descenso son inferiores a 30 minutos. Para tiempos mayores, dados los parámetros escogidos, no es posible asegurar que se puedan detectar estos cambios. Si se quisiera hacer, otro conjunto de residuos de la misma forma deberán ser incorporados pero esta vez con parámetros diferentes.

Con este último conjunto de residuos, se obtienen indicadores de fallas en los cual se ha tomado en cuenta la minimización de falsas alarmas, lo cual es de mucha importancia en una central eléctrica, ya que el costo de oportunidad por dejar de generar electricidad durante el tiempo que toma todo el proceso de inspección es bastante elevado.

#### **4.6.- Pruebas con el simulador de perfil de temperaturas**

En esta sección se realiza el proceso de detección y aislamiento de fallas con datos generados en el simulador de perfil de temperaturas. Cuatro son las simulaciones que se realizarán, cada una representando a un conjunto de fallas diferentes con el objetivo de analizar el comportamiento de los residuos y de los errores de estimación de los termopares, las cuales son:

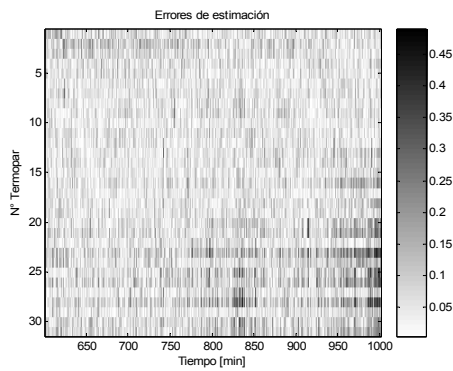
- Descenso lento de la temperatura en la cámara 5

- Descalibración del termopar 30 de 20°C
- Variación de 4% en 20 minutos de la temperatura de la cámara 5
- Variación de 4% en 20 minutos de la temperatura de la cámara 5 y descalibración del termopar 30 de 20 °C

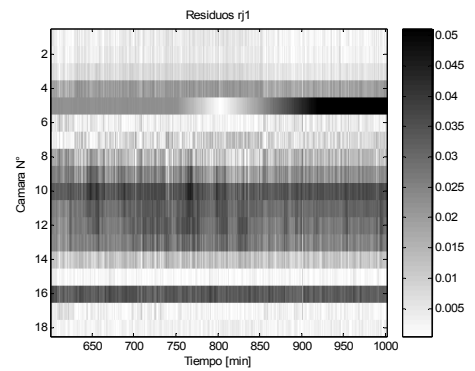
Los datos de entrada del simulador para todas las pruebas corresponden a registros de la operación de la turbina a gas de la central Nueva Renca entre los días 3 y 5 de febrero de 2006 y con un valor para  $\sigma$  de 19,17[1/°].

#### 4.6.1.- Descenso lento de la temperatura en la cámara 18

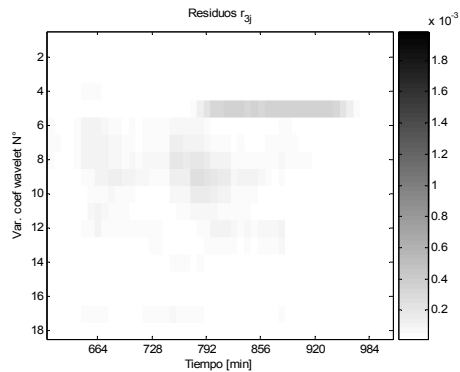
En esta prueba, el coeficiente asociado a la cámara 5 se hace descender desde 1.02 hasta 0.94 en 180 minutos.



**Figura 35: Errores de estimación asociados a cada termopar**



**Figura 36: Residuos  $r_j^1$**

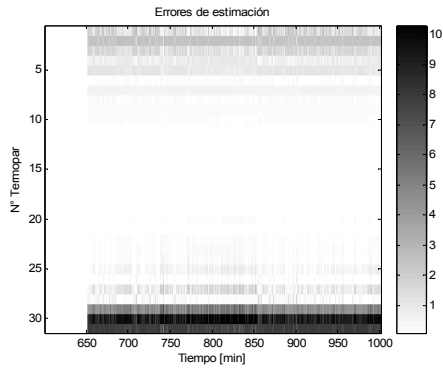


**Figura 37: Residuos  $r_j^3$**

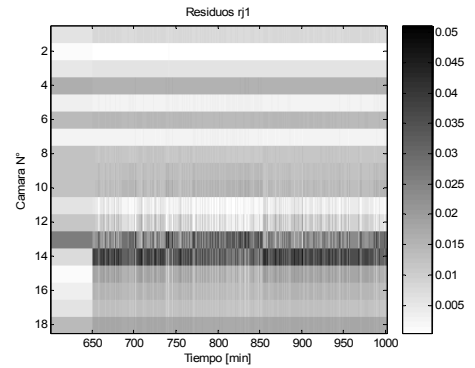
En este conjunto de fallas, es posible apreciar que el error de estimación (Figura 35) es pequeño, y que sólo el residuo  $r_5^1$  (Figura 36) superó el umbral definido en la Tabla 10. Tal como se indicó en la sección 4.6.3, los residuos  $r_j^3$  no detectan un cambio considerable, a pesar que en la Figura 37 se aprecia una zona en la cual el residuo  $r_5^3$  es levemente mayor a los demás

#### **4.6.2.- Descalibración del termopar 30 de 20°C**

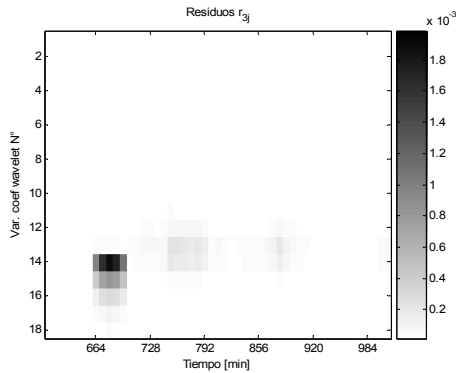
En esta prueba se genera una descalibración en el termopar 30 en el minuto 650 en forma de escalón, permaneciendo constante por el resto de la simulación



**Figura 38: Errores de estimación asociados a cada termopar**



**Figura 39: Residuos  $r_j^1$**



**Figura 40: Residuos  $r_j^3$**

El conjunto de fallas merece especial atención. Dada la magnitud de la descalibración que se introduce a los 650 minutos en forma de escalón, el error de estimación (Figura 38) se afecta fuertemente, lo cual ya había sido comentado en la sección 4.5. Lo más delicado de este caso es que el residuo  $r_{14}^3$  (Figura 40) sobrepasa el umbral preestablecido en la sección 4.5.3 para indicar una falla. Realizando otras simulaciones, esto no siempre sucede, pero es necesario tener en cuenta esta situación para definir una lógica de detección de fallas.

Con respecto a los residuos  $r_j^1$  que se muestran en la Figura 39, ellos no sobrepasan los umbrales preestablecidos en la Tabla 10.

Si se revisan los datos de entrada al simulador, es posible observar que en el minuto 680 la turbina generó 208 [MW] y que la temperatura ambiente era de 15°C. A partir de la superficie de ángulos de torsión de los gases de escape (Figura 18), se puede determinar que en ese instante la torsión era de 82°. De la Figura 14 se sabe que la posición angular del termopar 30 es 336,69° y por efecto de la torsión, ese termopar realmente está sensando lo que ocurre en los 254,69° a la entrada de la turbina, que está muy próxima a la posición de la cámara 13 y de la cámara 14.

Lo anterior indica que una vez determinada la existencia de algún termopar que posiblemente presente falla, es necesario demarcar una zona a la entrada de la turbina para la cual se ignorarán las lecturas de los resididos, dado que no es posible diferenciar si las variaciones en estos indicadores realmente son atribuibles a una falla en las cámaras de combustión.

A continuación, se propone un procedimiento para demarcar la zona en la cual se ignorarán las lecturas de los resididos:

- Determinar en cuáles termopares se producen grandes errores de estimación. Para esto se verifica que el error de identificación sobrepase un cierto umbral.
- A través de la superficie de los ángulos de torsión de los gases de escape de la turbina, determinar cuál es el valor del ángulo de torsión en cada instante  $k$
- Realizar el siguiente cálculo para cada termopar con falla:

$$centro(k) = Redondear\left(\frac{Pos\_term - Torsion(k)}{20}\right) \quad (4.6.1)$$

Donde:

centro(k) : Cámara central de la zona a demarcar



Redondear : Redondea el argumento al entero más cercano  
Pos\_term : Posición del termopar con falla  
Torsion : Ángulo de torsión de los gases de escape en el instante k

- Finalmente, las cámaras cuyos residuos se ignorarán son las siguientes:

$$camara_i(k) = 1 + \text{mod}(centro(k) - 1 + i)_{18}, i = -2, \dots, 2 \quad (4.6.2)$$

La expresión (4.6.2) indica que aparte de la cámara “centro”, definida en (4.6.1), también se deben ignorar las dos cámaras inmediatamente a su derecha como también las dos cámaras inmediatamente a su izquierda. Este criterio es bastante conservador, pero dado que si la única información de la cual se dispone para resolver el problema de FDI está corrupta, las conclusiones que pueden obtenerse no necesariamente serán las correctas, lo cual podría incluso determinar una detención innecesaria de la planta.

Para invalidar un termopar se debe analizar el comportamiento del método de identificación, el cual se entrega en tablas del Anexo E. En estas tablas, el error medio de identificación y su desviación estándar son superiores a lo que se observa en el mes de enero de 2005. Esto se debe a que en todos los restantes meses se reportaron problemas en la instrumentación. Si ahora se analizan las últimas dos filas de dichas tablas, es posible ver que si no se considera al termopar con falla y además si se omiten las estimaciones de los termopares más afectados por este hecho, en la mayoría de los casos, tanto el error como su desviación estándar se asemejan a los valores registrados en la Tabla 18.

Por lo tanto, como criterio para invalidar a un termopar se propone que el promedio en 5 muestras (5 minutos) del error de estimación sea mayor a 9,1°C, que es el umbral que resulta de aplicar un criterio de tres sigmas.

También será posible hablar de falla en un termopar y no problemas sólo debido a la identificación, si este error es demasiado grande.

#### 4.6.3.- Variación de 4% en 20 minutos de la temperatura de la cámara 5

En esta prueba se hace descender el coeficiente de la cámara 5 desde 1.03 hasta 0.99.

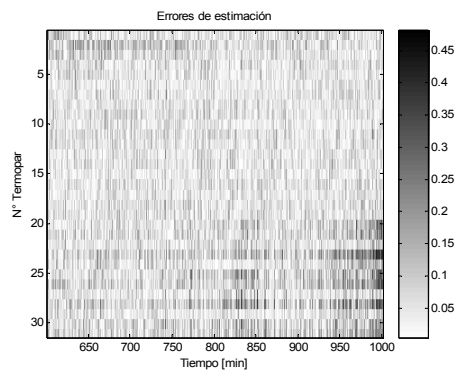


Figura 41: Errores de estimación asociados a cada termopar

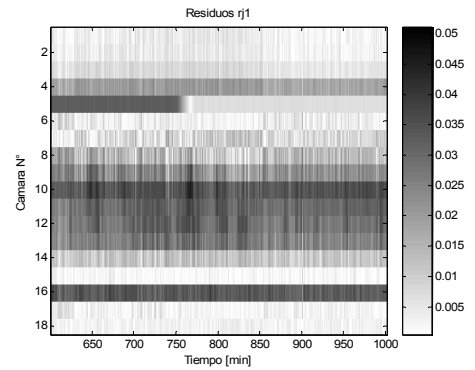


Figura 42: Residuos  $r_j^1$

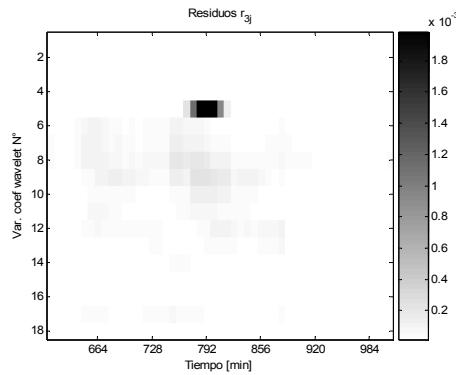
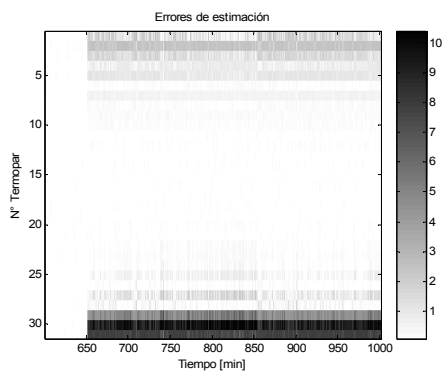


Figura 43: Residuos  $r_j^3$

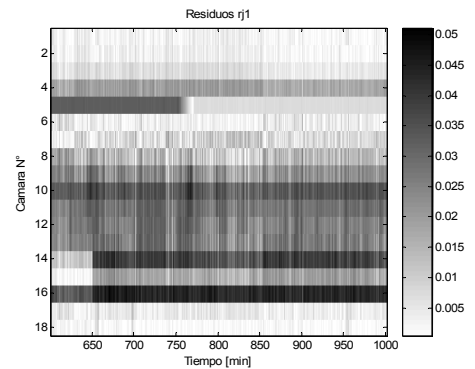
En este conjunto de pruebas se ratifica que el análisis wavelet es adecuado para detectar estas fallas, y que dado los parámetros que caracterizan a los residuos  $r_j^3$ , es posible detectar aquellas fallas con pendientes similares a las estudiadas en la sección 4.5.3. Además, el error de estimación también es muy pequeño, tal como ocurrió en el conjunto de pruebas de la sección 4.6.1

#### 4.6.4- Variación de 4% en 20 minutos de la temperatura de la cámara 18 y descalibración del termopar 30 de 20 °C

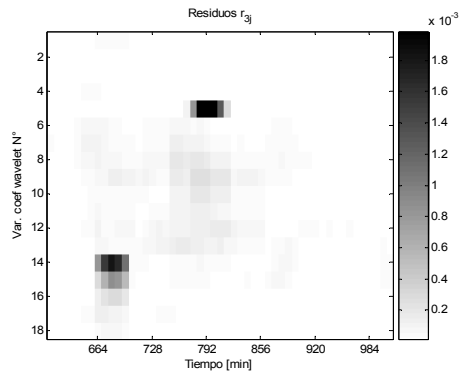
En esta prueba se genera una descalibración en el termopar 30 en el minuto 650 en forma de escalón, permaneciendo constante por el resto de la simulación y en el minuto 750 se hace descender el coeficiente de la cámara 18 en la manera que se indica.



**Figura 44: Errores de estimación asociados a cada termopar**



**Figura 45: Residuos  $r_j^1$**



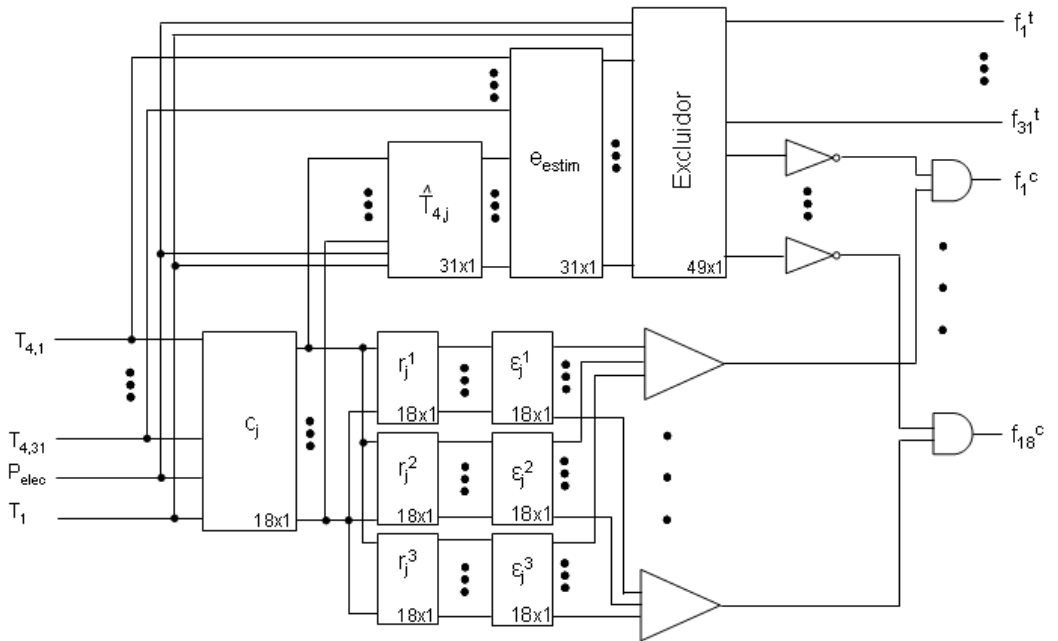
**Figura 46: Residuos  $r_j^3$**

En este conjunto de pruebas sólo se ilustra el caso de una falla de sensor y de una cámara que en ningún momento está dentro del grupo de cámaras cuyos residuos se ignorarán según la expresión (4.6.2), por lo que es perfectamente posible aislar a los componentes fallidos.

#### **4.7.- Propuesta de estructura para detección y aislamiento de fallas en cámaras de combustión**

La solución del problema de FDI pasa por la definición de una estructura de detección y aislamiento que tome en cuenta no sólo el análisis de los residuos, sino que además deberá considerar las posibles fallas en los termopares a la salida de la turbina a gas, como lo estudiado en la sección 4.6.

En la Figura 47 se presenta un diagrama de la estructura propuesta para la detección y aislamiento de fallas en las cámaras de combustión de la turbina a gas de la central Nueva Renca.



**Figura 47: Estructura para detección y aislamiento de fallas propuesta para la turbina a gas de la central Nueva Renca**

Cada bloque de la Figura 47 en su extremo inferior derecho indica el número de salidas que posee, salvo aquellos bloques que poseen una sola salida. El primer bloque de la izquierda es el que identifica el perfil de temperatura de los gases de escape y, por ende, estima los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  a partir de las mediciones de los 31 termopares, la potencia eléctrica generada  $P_e$  y la temperatura ambiente  $T_1$ . Una vez determinados estos coeficientes, en paralelo se realizan dos tipos de análisis: uno residual y otro de validación de mediciones.

El análisis residual consiste en evaluar los residuos (bloques  $r_j^1$ ,  $r_j^2$  y  $r_j^3$ ) y luego analizarlos (bloques  $\epsilon_j^1$ ,  $\epsilon_j^2$  y  $\epsilon_j^3$ ) con el propósito de determinar si una cámara presenta algún tipo de falla (valor lógico 1) o no (valor lógico 0).

En la validación de las mediciones se determina si los termopares a la salida de la turbina están trabajando de manera apropiada, lo cual se hace calculando el error (bloque  $e_{estim}$ ) entre las temperaturas estimadas a partir de

los coeficientes  $c_j$  (bloque  $T_{4j}$ ) y los valores medidos. Luego se analizan los errores (bloque Excluidor) y se determina qué termopares son invalidados y qué termopares presentan fallas (valor lógico 1 de las salidas  $f_j^1$ ) y además se determinan las cámaras a las cuales se les ignorarán sus residuos (valor lógico 1).

Finalmente estos dos análisis se combinan a través de compuertas lógicas para determinar qué cámaras presentan fallas, lo que se indica en las salidas  $f_j^c$ .

Para implementar en la práctica lo anterior es necesario considerar un hecho tremendamente importante como lo es el cambio de modo de operación de la turbina. De acuerdo al despacho que es entregado en forma horaria por el CDEC-SIC, es probable que la turbina deba pasar del modo de operación por temperatura al modo de operación por potencia fija. Durante esta transición es donde se observa que los coeficientes  $\hat{c}_j(k)$  cambian abruptamente, lo cual es producto de una variación en la temperatura al interior de las cámaras de combustión. En estas transiciones es muy difícil poder determinar la existencia de una falla o no, por lo cual estas mediciones deberán ignorarse. Una forma es utilizando wavelets para detectar cambios bruscos de la potencia eléctrica generada, y si no existen tales cambios se consideran como válidos los resultados de la lógica de detección y aislamiento de fallas

#### **4.8.- Análisis de datos históricos de la operación de la turbina a gas de la central Nueva Renca**

En esta sección se prueba a la lógica de detección y aislamiento de fallas propuesta con información contenida en los registros de funcionamiento de la turbina a gas de la central Nueva Renca.

En la Tabla 13 se entregan los valores de todos los parámetros utilizados en el sistema de FDI propuesto.

Al igual que en la sección 4.6, no se analiza el comportamiento de los residuos  $r_j^2$ .

<b>Parámetros</b>	<b>Valor</b>
$\sigma$	19,17[1/°]
$c_{\max}$ (Gas)	1,0489
$c_{\min}$ (Diesel)	1,0827
$c_{\max}$ (Gas)	0,9458
$c_{\min}$ (Diesel)	0,9082
Largo ventana para $r_j^1$	5 [min]
Largo ventana para $r_j^1$	5 [min]
Largo ventana para errores en termopares	5 [min]
Umbral para invalidar un termopar	9,1 [°C]
Umbral para falla en un termopar	16 [°C]
Resolución para $r_j^3$ ( $c_j$ )	3
Umbral para $r_j^3$ ( $c_j$ )	1,5e-3
Largo ventana para coef. wavelets ( $c_j$ )	5 [coef]
Resolución para coef. wavelets (Potencia)	2
Umbral para varianza coef. wavelets (Potencia)	3
Largo ventana para coef. wavelets (Potencia)	10 [coef]

**Tabla 13: Parámetros de la lógica de detección y aislamiento de fallas propuesta**

A continuación se presentan los gráficos de las salidas de la lógica de detección y aislamiento de fallas como de otras variables necesarias para analizar su desempeño, para los meses de enero y abril de 2005. En los gráficos que corresponden a la evaluación de algún residuo, la existencia de una falla es representada por el valor lógico 1, representado por marcas de color negro



- Operación con diesel, enero de 2005

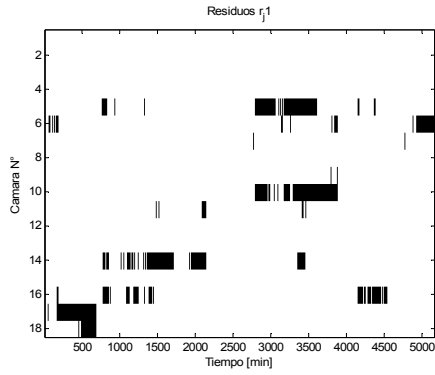


Figura 48: Evaluación de residuos  $r_i^1$

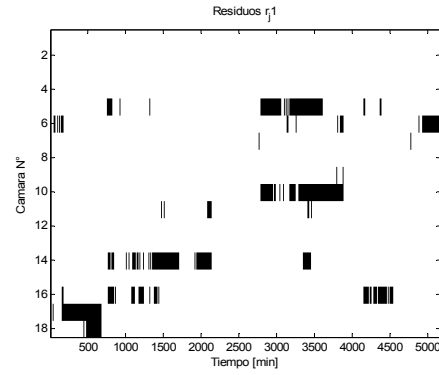


Figura 49: Evaluación de residuos  $r_i^3$

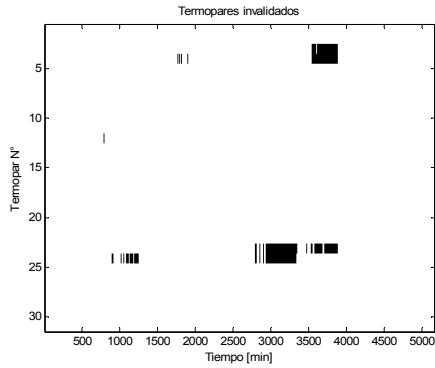


Figura 50: Termopares con altos errores de estimación

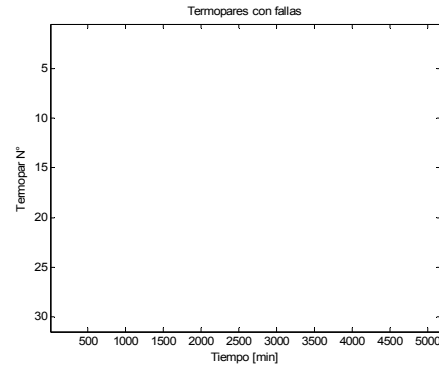


Figura 51: Termopares con falla

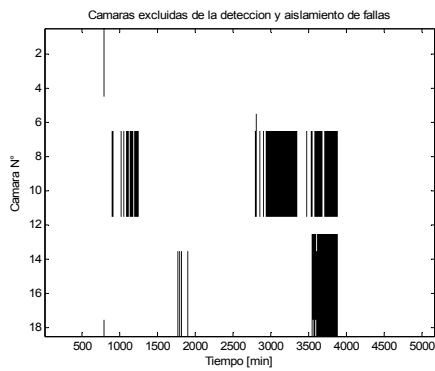


Figura 52: Cámaras excluidas de análisis de FDI

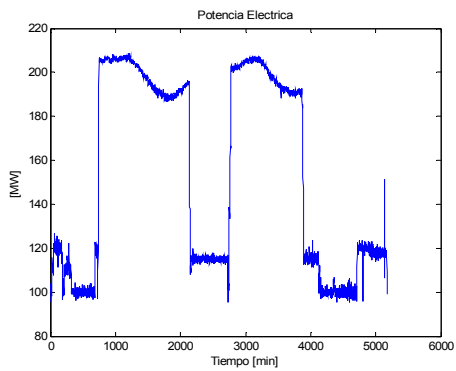
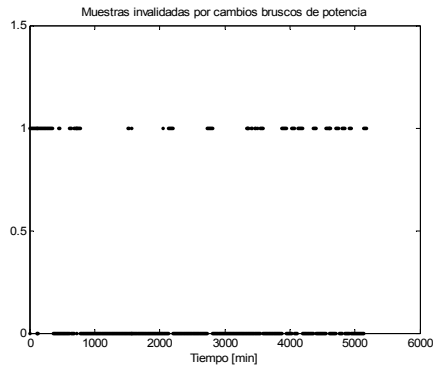
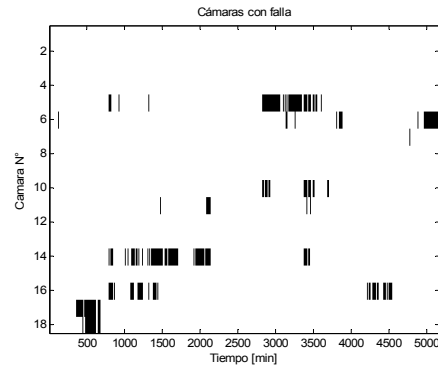


Figura 53: Potencia eléctrica generada

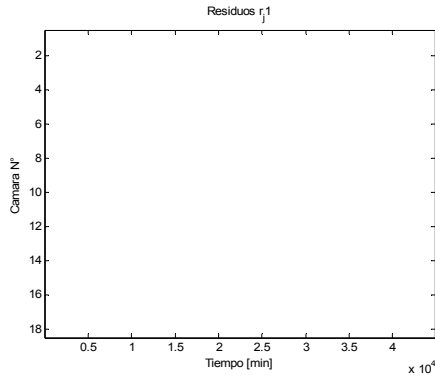


**Figura 54: Muestras invalidadas por cambios bruscos de potencia**

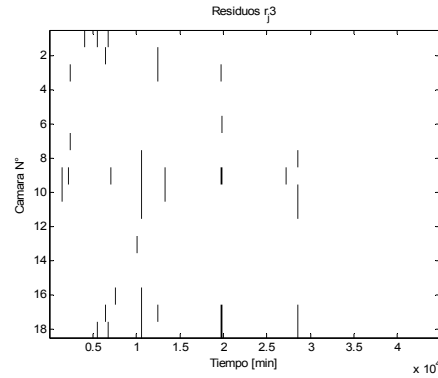


**Figura 55: Salida del sistema de FDI**

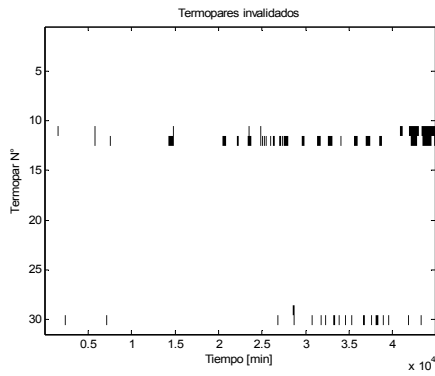
- Operación con gas, enero de 2005



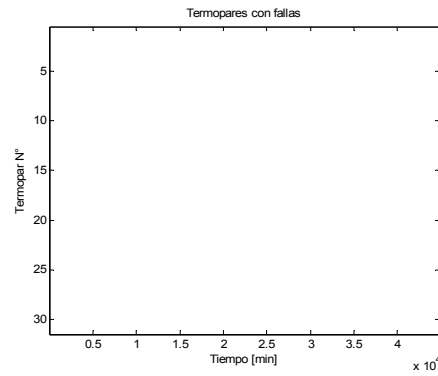
**Figura 56: Evaluación de residuos  $r_j^1$**



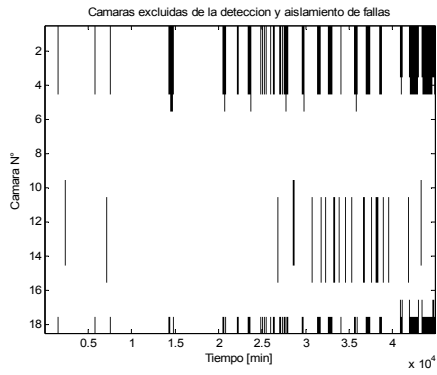
**Figura 57: Evaluación de residuos  $r_j^3$**



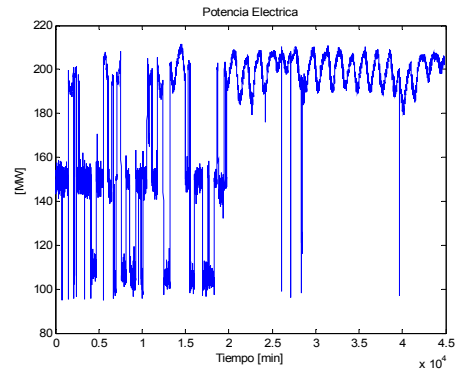
**Figura 58: Termopares con altos errores de estimación**



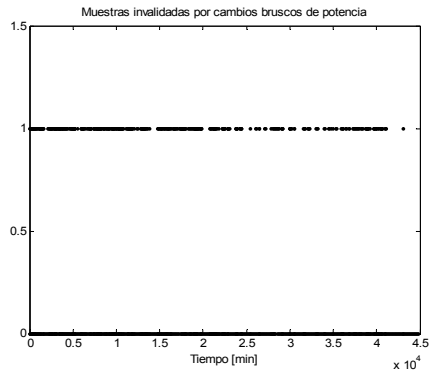
**Figura 59: Termopares con falla**



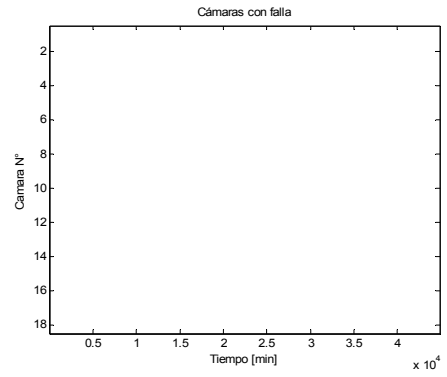
**Figura 60: Cámaras excluidas de análisis de FDI**



**Figura 61: Potencia eléctrica generada**



**Figura 62: Muestras invalidadas por cambios bruscos de potencia**



**Figura 63: Salida del sistema de FDI**

- Operación con gas, abril de 2005

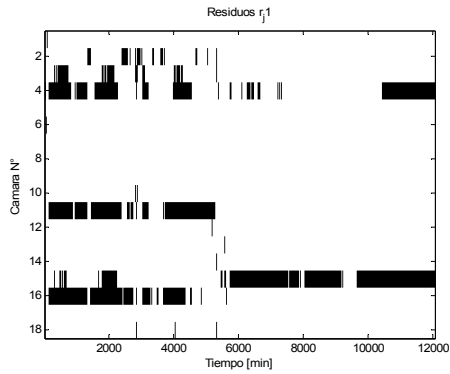


Figura 64: Evaluación de residuos  $r_i^1$

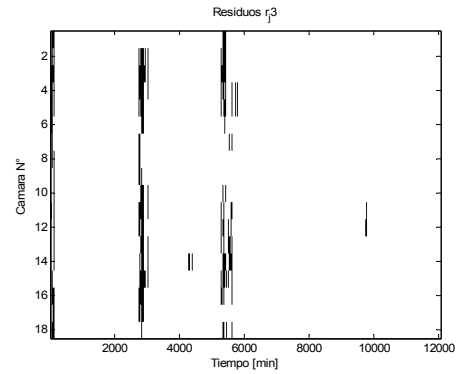


Figura 65: Evaluación de residuos  $r_i^3$

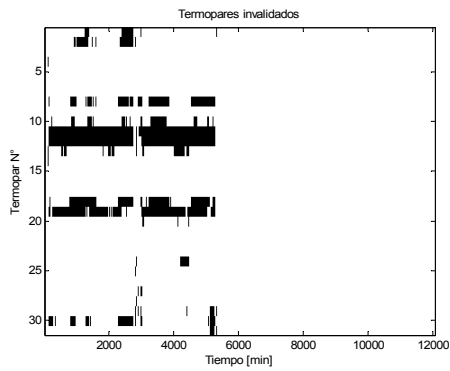


Figura 66: Termopares con altos errores de estimación

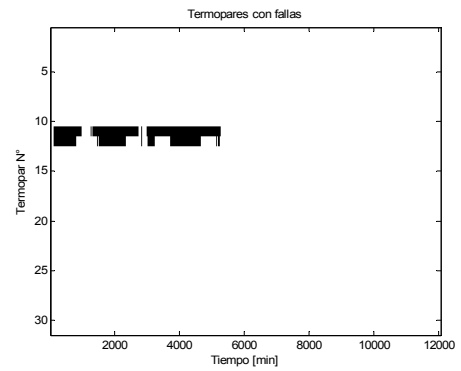


Figura 67: Termopares con falla

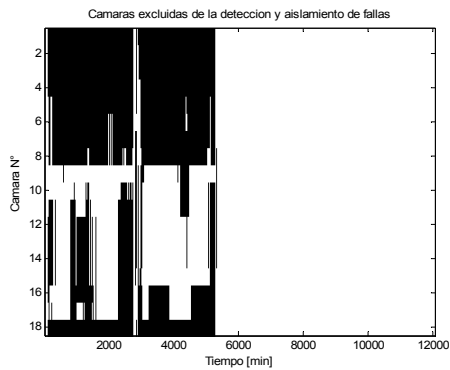


Figura 68: Cámaras excluidas de análisis de FDI

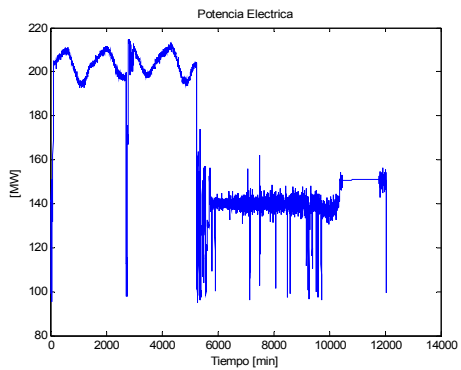
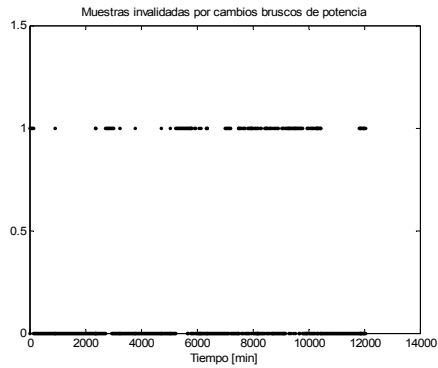
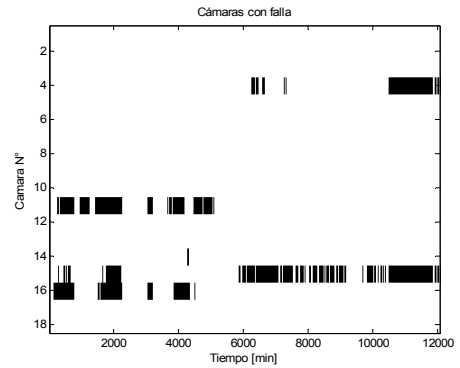


Figura 69: Potencia eléctrica generada

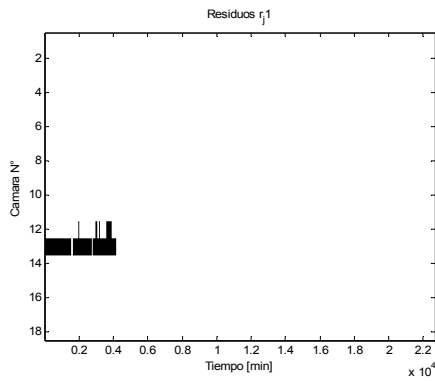


**Figura 70: Muestras invalidadas por cambios bruscos de potencia**

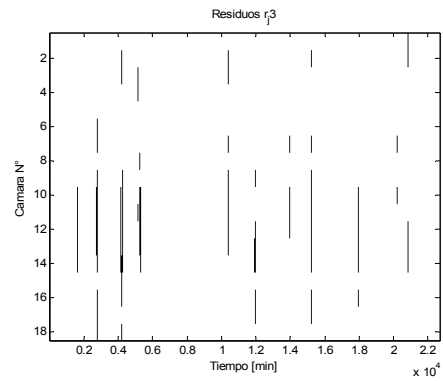


**Figura 71: Salida del sistema de FDI**

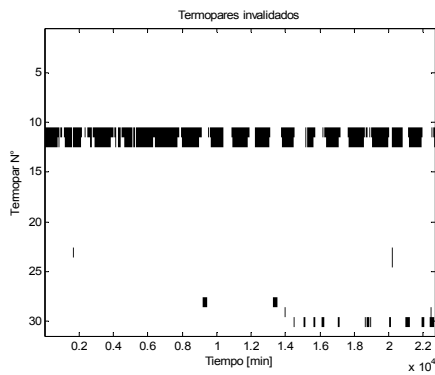
- Operación con gas, abril de 2005



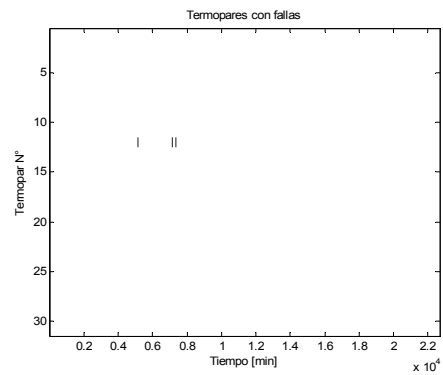
**Figura 72: Evaluación de residuos  $r_i^1$**



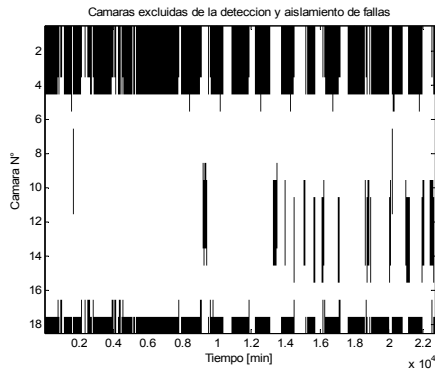
**Figura 73: Evaluación de residuos  $r_i^3$**



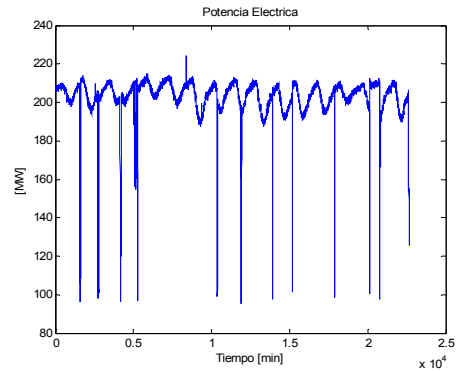
**Figura 74: Termopares con altos errores de estimación**



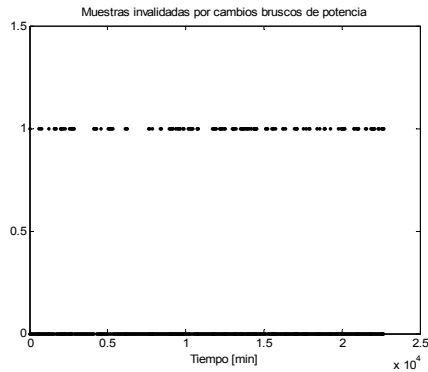
**Figura 75: Termopares con falla**



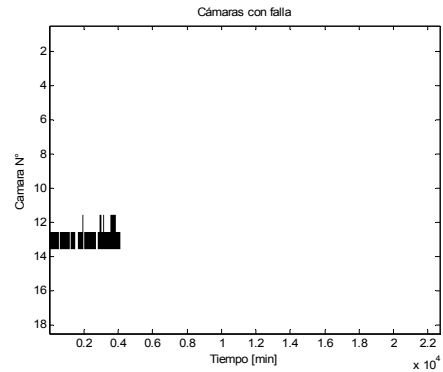
**Figura 76: Cámaras excluidas de análisis de FDI**



**Figura 77: Potencia eléctrica generada**



**Figura 78: Muestras invalidadas por cambios bruscos de potencia**



**Figura 79: Salida del sistema de FDI**

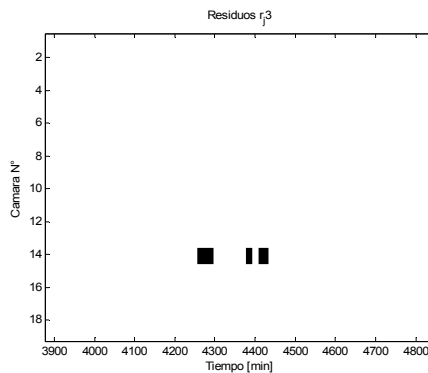
Es posible observar en el comportamiento de la lógica en el mes de enero de 2005, tanto en gas como para diesel, que los residuos  $r_j^3$  sobrepasan el umbral preestablecido coincidentemente cuando se han producido variaciones bruscas de potencia. Además, los problemas con la instrumentación obligan a excluir del análisis a una gran cantidad de cámaras.

Excluyendo los cambios de potencia y a las cámaras afectadas por la instrumentación, la Figura 63 indica que no hay falla en la operación con gas, pero en la Figura 55 aparecen fallas en la operación con diesel. En general, que aparezcan puntos fríos y calientes con cierto grado de intermitencia en operación con diesel no es extraño, lo cual es bien sabido por los operadores

de la central Nueva Renca, quienes responsabilizan de esto a problemas en el sistema de inyección de combustible líquido.

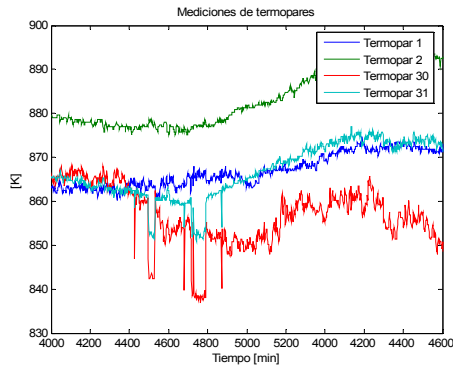
Otro problema con la instrumentación se observa en la operación con gas del mes de abril de 2005, ya que la Figura 75 indica la existencia de una falla en el termopar N°11. En particular, el personal de la central Nueva Renca reportó problemas con este sensor, llegando a desconectarlo meses después por un tiempo.

La situación más interesante de analizar es la que aparece en la Figura 65, correspondiente a la evaluación de los residuos  $r_j^3$  para la operación con diesel de abril de 2005. En esta figura, eliminando las falsas alarmas por cambios bruscos de potencia, se indica la existencia de una falla en la cámara 14, la cual es ampliada y mostrada en la Figura 80, en donde el valor lógico 1 significa que hay falla en una cámara de combustión.

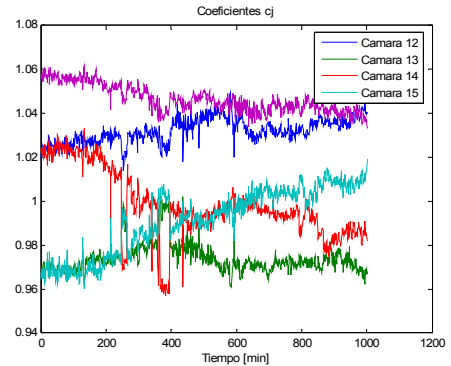


**Figura 80: Evaluación de los residuos  $r_j^3$  en abril de 2005 en operación con diesel**

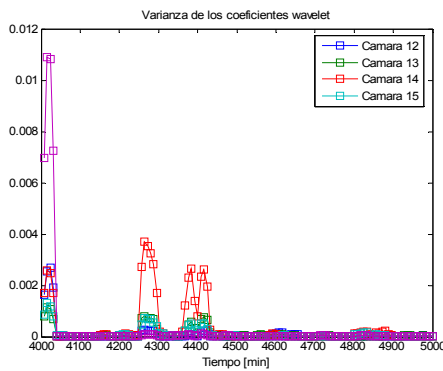
Las fallas fueron detectadas en la información correspondiente al 6 de abril de 2005. Para analizar de mejor manera el hecho anterior, a continuación se presentan las mediciones registradas por los termopares como también los coeficientes  $c_j(k)$  identificados en torno al momento de ocurrencia de la falla.



**Figura 81: Medición de termopares**



**Figura 82: Valores de coeficientes  $c_j(k)$**



**Figura 83: Var. de los coeficientes wavelet**

En la Figura 81 es posible apreciar como los termopares 30 y 31 presentan una caída fuerte en sus mediciones. Además, es posible observar que la forma de la variación es similar y que uno varía más que el otro.

En la Figura 82 se aprecia cómo el coeficiente  $c_{14}$  cae violentamente, pero el coeficiente  $c_{15}$  aumenta levemente su valor. Lo anterior se debe a que los termopares 1 y 2 no alteraron sus mediciones tal como lo hicieron los termopares 30 y 31. Según el modelo,  $c_{15}$  necesita aumentar para dar cuenta del hecho que cayó  $c_{14}$  sin variar la medición de los termopares 1 y 2.

Todo lo anterior hace presumir que la caída es producto de una falla en los termopares 30 y 31, pero resulta muy extraño que ambos termopares presenten la misma forma en sus variaciones y no sólo en un mismo instante, sino que este patrón se repite. Además, de la Figura 83 se puede apreciar que



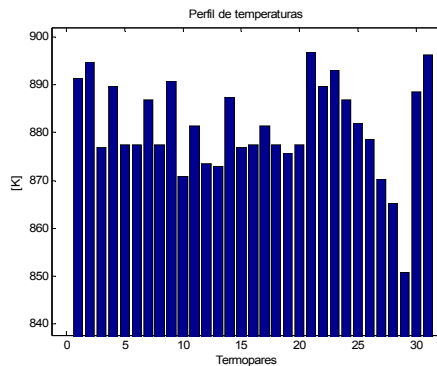
finalmente es solo  $c_{14}$  el coeficiente que varía de manera considerable, sobrepasando el umbral predefinido.

Como último antecedente, en la bitácora de la turbina a gas de la central Nueva Renca se señala que el 9 de abril de 2005 se abrió la cámara 14, ocasión en donde fue posible constatar destrucción de la pieza de transición y del *liner*. Con este antecedente, se tiene una gran convicción de la validez del método propuesto, y lo que es más, este método ha detectado la falla en la información correspondiente al 6 de abril de 2005, 3 días antes de que el personal de mantenimiento de la central Nueva Renca abriera la cámara dañada.

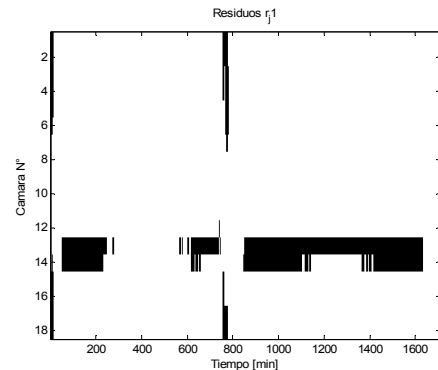
Otro aspecto importante de mencionar es el retardo en anunciar la ocurrencia de la falla. Revisando las figuras anteriores, se observa que este retardo es de aproximadamente 25 minutos. Esto puede mejorarse al cambiar el nivel de resolución de la aproximación wavelet y/o el largo de la ventana. No obstante, esto imposibilitaría la detección de fallas con otros tiempos de descenso.

Un último análisis es realizado con datos correspondientes al mes de noviembre de 2006. En este caso es el residuo  $r_j^1$  quien avisa de una anomalía en el sistema. Los coeficientes asociados a las cámaras 13 y 14 están fuera de los rangos definidos por  $c_{\max}$  y  $c_{\min}$  para la operación con gas.

En la Figura 84 se presenta el perfil de temperaturas y en la Figura 85 el análisis de los residuos  $r_j^1$



**Figura 84: Perfil de temperaturas de los gases de escape observado el 19 de noviembre de 2006**



**Figura 85: Residuos  $r_j^1$  registrados en noviembre de 2006**

En la Figura 85, las zonas en las cuales más de tres cámaras presentan residuos  $r_j^1$  altos corresponden a instantes en los cuales se produjeron cambios importantes de generación. A pesar de que en esta figura no es posible apreciar magnitudes, resulta interesante destacar el hecho que la cámara 13 es la más fría de las cámaras, mientras la cámara 14 es la más caliente. Lo anterior se explica porque los termopares a la izquierda del 29 en la Figura 84 muestran un descenso sostenido describiendo un punto caliente, mientras que el termopar 30 indica una temperatura muy alta. Dada la zona fría que describe  $c_{13}$ , necesariamente  $c_{14}$  debe ser alto para mantener las temperaturas altas a la izquierda del termopar 30, según el modelo propuesto.

Con fecha 21 de noviembre de 2006, el centro de monitoreo y control de General Electric en Atlanta, EEUU, envió un aviso a la central Nueva Renca en el cual se informaba que el termopar 29 estaba 25 [°F] más abajo del promedio, por lo que se concluía que existía un punto frío en las cámaras 12 y 13. Este centro de monitoreo pudo ver un punto frío, pero no fue capaz de detectar el punto caliente inmediatamente al lado.

A través de estos dos casos reportados de fallas, se puede concluir que la solución propuesta no sólo está trabajando de manera adecuada, sino que

además se presenta como una herramienta que permite detectar de manera temprana, entre 2 y 3 días antes, anomalías al interior de las cámaras de combustión en la turbina a gas.

#### **4.9.- Resumen**

En este capítulo se ha realizado una propuesta para solucionar el problema de detección y aislamiento de fallas en las cámaras de combustión de la turbina a gas de la central Nueva Renca.

Además, se ha analizado brevemente una falencia importante de la metodología existente en la central Nueva Renca para resolver el problema de FDI, que es la nula capacidad de detectar cambios en el comportamiento de las cámaras de combustión dentro de ciertos rangos considerados como normales.

Se ha definido un conjunto de residuos, los cuales una vez evaluados y combinados en una lógica permiten resolver el problema de detección y aislamiento.

Por último, se fijaron los parámetros de esta lógica mediante simulación y fueron probados utilizando datos reales, entre ellos, los correspondientes a situaciones cuando se reportaron fallas.

## 5.- Conclusiones

El modelo propuesto del perfil de temperaturas de los gases de escape de la turbina a gas de la central Nueva Renca ha permitido aproximar con muy buenos resultados las temperaturas registradas con los 31 termopares existentes a la salida de la turbina. Además, en la medida que el modelo represente realmente lo que ocurre a la entrada de la turbina, se dispondrá de una herramienta poderosa para observar el comportamiento de las cámaras de combustión, permitiendo incluso estimar sus temperaturas.

Utilizando este modelo fue posible demostrar que el indicador spread es un mal indicador de fallas en las cámaras de combustión, ya que es incapaz de distinguir el comportamiento de cada cámara, tal como fue probado en la sección 4.3

El método basado en los residuos formulados a partir del modelo propuesto del perfil de temperaturas de los gases de escape de la turbina ha probado ser eficaz en la detección y aislamiento de fallas. Esto fue corroborado mediante la detección y aislamiento de fallas en la turbina a gas de la central Nueva Renca, a través del análisis de datos históricos, las cuales fueron reportadas tanto por el personal de la central como por el constructor de la turbina por medio de su centro de monitoreo y control en Atlanta, EE.UU.

Mediante el análisis wavelet es posible detectar y aislar fallas bruscas en las cámaras de combustión de tiempo de gestación pequeño y de manera muy anticipada con respecto a la fecha en la cual esta falla es responsable de daños mayores.

Para un trabajo futuro se concluye que sería de gran utilidad caracterizar las fallas en las cámaras de combustión realizando algunas pruebas experimentales con la turbina a gas. Mediante el ajuste de los

elementos constructivos de la turbina, se debe reproducir un punto frío y un punto caliente para realizar un análisis experimental del parámetro  $\sigma$  como también de la superficie de los ángulos de torsión de la turbina a gas.

Otro punto interesante para analizar, pero no necesariamente por medio de la prueba experimental propuesta, guarda relación con la distribución que describe la influencia de la temperatura de cada cámara de combustión sobre el perfil de temperaturas de los gases de escape. A priori se ha supuesto que sigue una distribución del tipo normal, lo que ha dado buenos resultados en términos del error de estimación del perfil de temperatura de los gases de escape. Sin embargo, se podría mejorar la estimación de la distribución de la influencia de la temperatura de las cámaras sobre el perfil de temperatura de los gases de escape y así tener errores de identificación menores a los obtenidos hasta ahora. Esto permitiría entre otras cosas, ayudar en la correcta caracterización de los termopares con falla.

Finalmente, se propone ajustar el modelo propuesto del perfil de temperaturas de los gases de escape a otras turbinas a gas. En primer lugar, se recomienda probar en aquellas turbinas que son del mismo tipo que la de la central Nueva Renca, que es del tipo tubular, para posteriormente probar en turbinas ánulo-tubulares, que es otro tipo de turbinas utilizado en Chile para la generación de electricidad. Estas pruebas tienen como objetivo determinar la capacidad de generalización del modelo propuesto.

## Anexo A: Ejemplo numérico del efecto de los IGV en las temperaturas de una turbina

De la sección 2 se sabe que la razón de compresión de una turbina a gas depende de la posición de los IGV, y en el siguiente ejemplo se analizará el comportamiento de una turbina para dos posiciones distintas de sus IGV, que es equivalente a dos razones de compresión diferentes.

La turbina a gas de funciona con una razón de combustible/aire de 0,0244, a 20°C y 1 atmósfera de presión. La entalpía de reacción de la mezcla es -46000 kJ/kg y los calores específicos del aire son los siguientes:

Etapa del Ciclo	Calor Específico [J/(kg K)]
Compresión (asociado a $T_2$ )	1,029
Combustión (asociado a $T_3$ )	1,128
Expansión (asociado a $T_4$ )	1,157

En estricto rigor, los calores específicos son funciones que dependen de la temperatura y en menor medida de la presión, pero se suele considerarlos constantes dentro de las distintas etapas del Ciclo de Brayton.

A partir de las ecuaciones (2.2.4), (2.2.5) y (2.2.6), si se calculan los valores de las variables relevantes del proceso para razones de compresión de 12 y 16 considerando un ciclo de Brayton ideal con un coeficiente de expansión de 1.4 y simplificaciones en la ecuación de combustión, se tiene lo siguiente:

- Para  $P_2/P_1=12$

$$T_2 = 293 \cdot 12^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 595,94[K]$$

$$T_3 = \frac{1,029 \cdot (595,94 - 298) - 46000 \cdot 0,0244}{1,128 \cdot (1 + 0,0244)} + 298 = 1534,65[K]$$

$$T_4 = 1534,65 \cdot 12^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 754[K]$$

a) Para  $P_2/P_1=16$

$$T_2 = 293 \cdot 16^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 646,99[K]$$

$$T_3 = \frac{1,029 \cdot (646,99 - 298) - 46000 \cdot 0,0244}{1,128 \cdot (1 + 0,0244)} + 298 = 1580,11[K]$$

$$T_4 = 1580,11 \cdot 16^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 715[K]$$

Mientras la temperatura  $T_2$  aumenta en un 8,5%,  $T_3$  lo hace en un 3%, y este aumento es contrareestado con creces por el aumento de la razón de compresión.

## **Anexo B: Gráficos y consideraciones de la identificación y validación del simulador global de la turbina a gas de la central Nueva Renca**

### **1.- Consideraciones sobre el módulo del compresor**

En la sección 2.6.1 se establece que el compresor será representado por una red neuronal perceptrón multicapa, la cual es entrenada a partir de datos históricos de la turbina a gas de la central Nueva Renca.

Se observó en pruebas preliminares que entrenando la red neuronal sólo con datos correspondientes al modo de operación de temperatura (plena carga) no es posible entrenarla de manera satisfactoria, ya que la razón de compresión prácticamente era constante

La solución para el problema anterior fue considerar información de los mismos días pero a distintos niveles de generación.

El error cuadrático medio resultó ser un valor pequeño (ver sección 2.7). De esta manera, es posible contar con un buen modelo de la razón de compresión que es válido en distintos puntos de operación.

### **2.- Consideraciones sobre la razón combustible-aire**

Una de las entradas del simulador propuesto en la sección 2.6 es el flujo de combustible, el cual a través de la relación combustible-aire incide en el comportamiento de la turbina a gas.



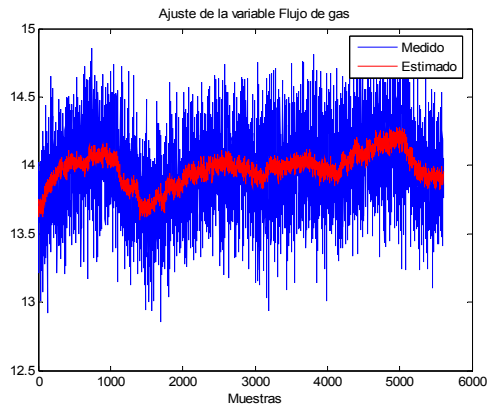
En los datos históricos de la turbina a gas de la central Nueva Renca, los registros del flujo de combustible gaseoso están muy contaminados con ruido, llegando incluso a presentarse un paradójico caso en el cual esta variable era distinta de cero en instantes en que la turbina a gas se encontraba operando a plena carga con combustible diesel.

Debido a la gran cantidad de ruido en la señal del flujo de combustible gaseoso, los resultados del proceso de identificación en términos del error cuadrático medio no fueron buenos, razón por la cual se debió proponer algunas soluciones.

La primera solución consistía en encontrar una relación entre la referencia de combustible del sistema de control (ver sección 2.5) y el flujo másico de combustible gaseoso. En particular, se buscó una relación proporcional que permitiera estimar el flujo de combustible que efectivamente entra en la turbina, es decir:

$$\hat{F}_{comb} = K \cdot Ref$$

K es aquella constante que minimiza el error cuadrático medio entre la estimación y el valor contaminado con ruido. Una comparación entre estas dos cantidades se presenta en la Figura 86



**Figura 86: Estimación del flujo másico de combustible gaseoso**

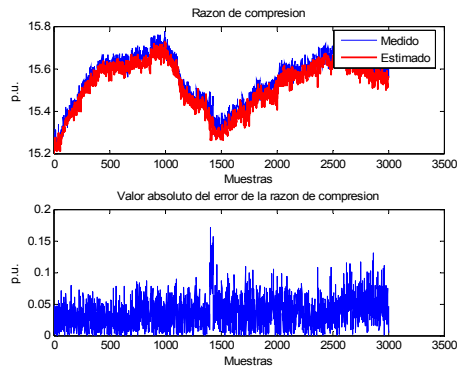
Se ocupó la estimación del flujo de combustible gaseoso como entrada al simulador. Esta vez, los resultados del proceso de identificación fueron satisfactorios, no así los resultados obtenidos en la validación del modelo, en donde el error cuadrático medio de la temperatura  $T_3$  fue cercano a 90 mientras que el error cuadrático medio de la potencia eléctrica fue cercano a 9.

Finalmente se optó por considerar como constante la razón combustible-aire (ver sección 2.3), que claramente no es lo mismo que decir que el flujo de combustible gaseoso también lo sea. En una fórmula:

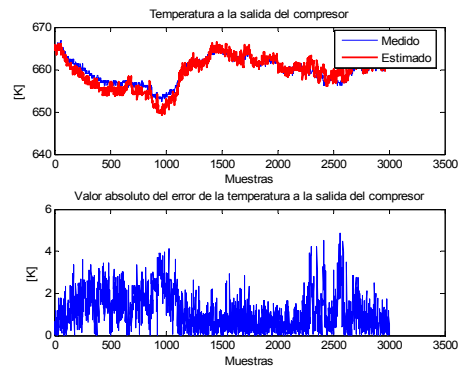
$$\hat{F}_{comb} = K \cdot F_{aire}$$

Con este supuesto, tanto los resultados de la etapa de identificación como los de la etapa de validación fueron buenos, los cuales son los que se entregaron en la sección 2.7.

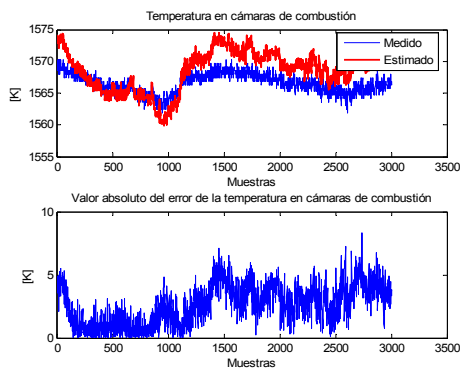
### 3.- Gráficos del simulador con datos de identificación



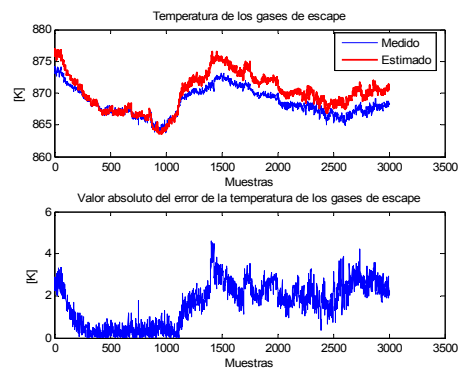
**Figura 87: Simulación de la razón de compresión**



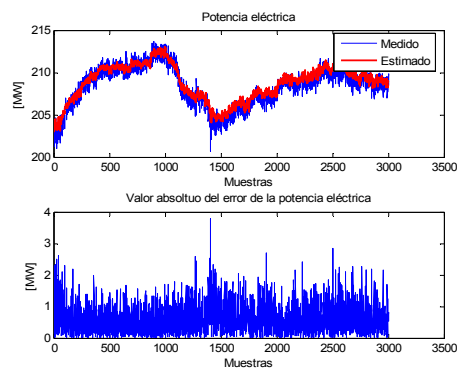
**Figura 88: Simulación de la temperatura a la salida del compresor**



**Figura 89: Simulación de la temperatura media de las cámaras de combustión**

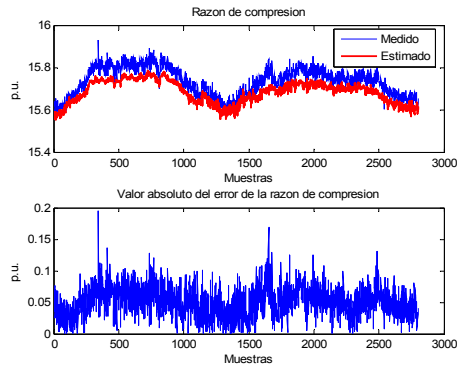


**Figura 90: Simulación de la temperatura de los gases de escape**

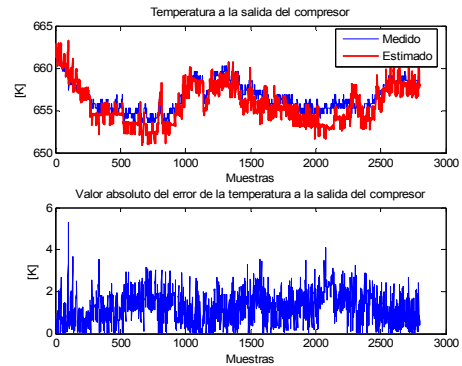


**Figura 91: Simulación de la potencia eléctrica generada**

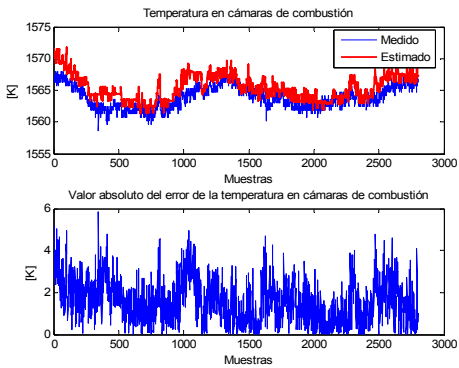
#### 4.- Gráficos del simulador con datos de validación



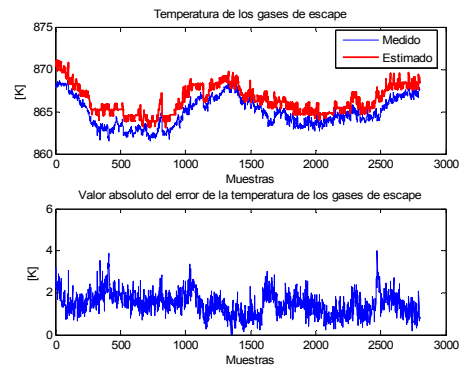
**Figura 92: Simulación de la razón de compresión**



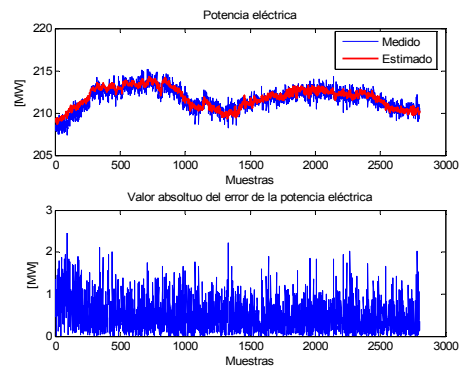
**Figura 93: Simulación de temperatura a la salida del compresor**



**Figura 94: Simulación de la temperatura media en las cámaras de combustión**



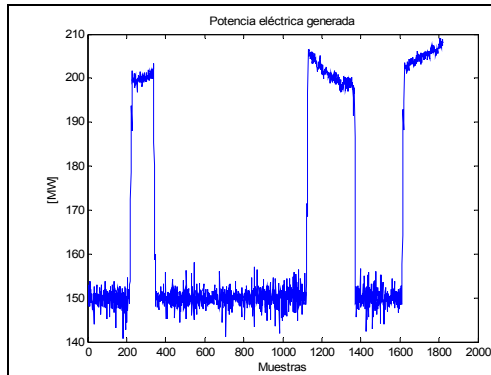
**Figura 95: Simulación de la temperatura de los gases de escape**



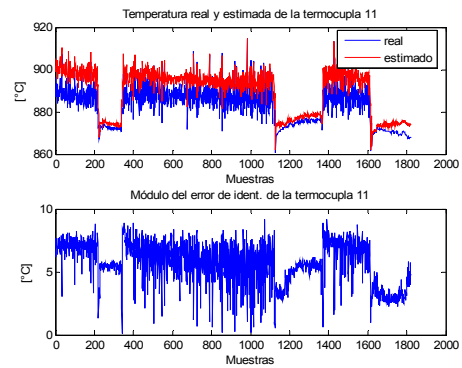
**Figura 96: Simulación de la potencia eléctrica generada**

**Anexo C: Gráficos de la identificación y validación del perfil de temperaturas de gases de escape de la turbina a gas de la central Nueva Renca.**

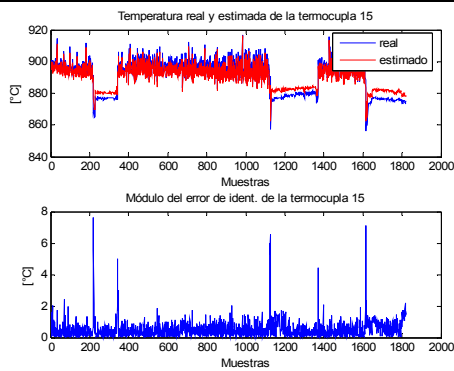
## 1.- Gráficos de la etapa de identificación



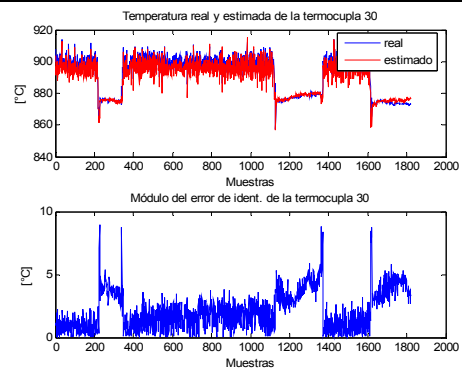
**Figura 97: Potencia eléctrica generada**



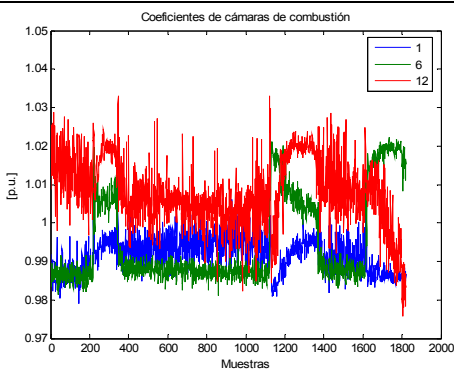
**Figura 98: Temperatura y error del termopar N° 11**



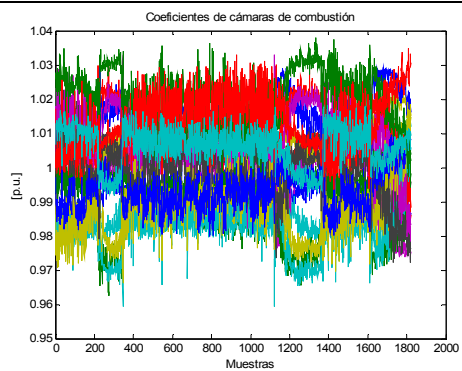
**Figura 99: Temperatura y error del termopar N° 15**



**Figura 100: Temperatura y error del termopar N° 30**

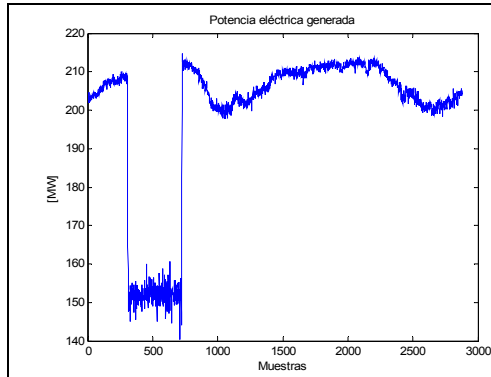


**Figura 101: Coeficientes estimados de las cámaras 1, 6 y 12**

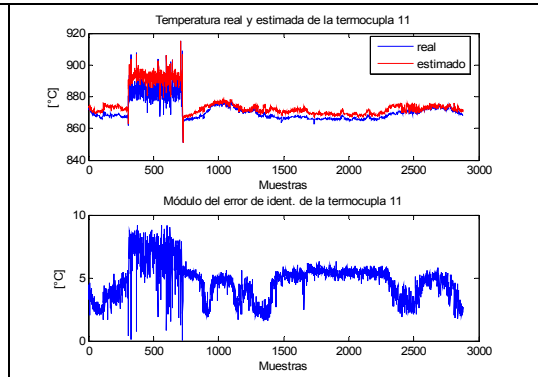


**Figura 102: Coeficientes estimados de todas las cámaras**

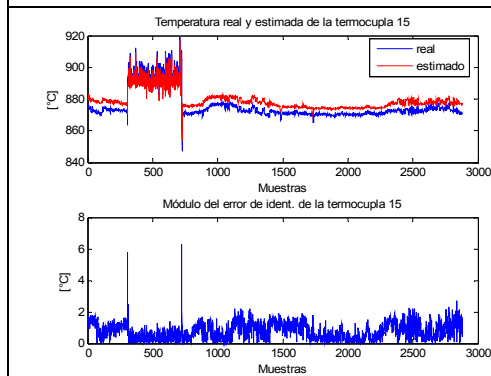
## 2.- Gráficos de la etapa de validación



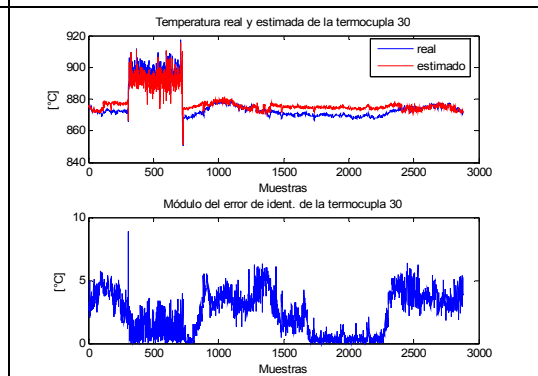
**Figura 103: Potencia eléctrica**



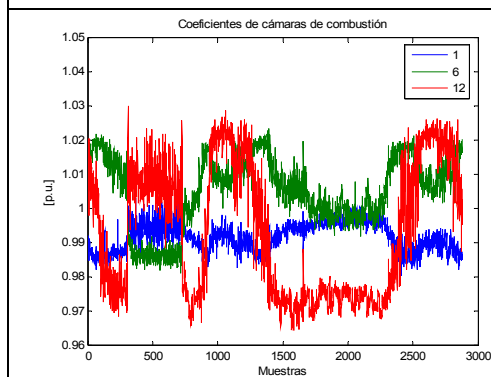
**Figura 104: Temperatura y error del termopar N° 11**



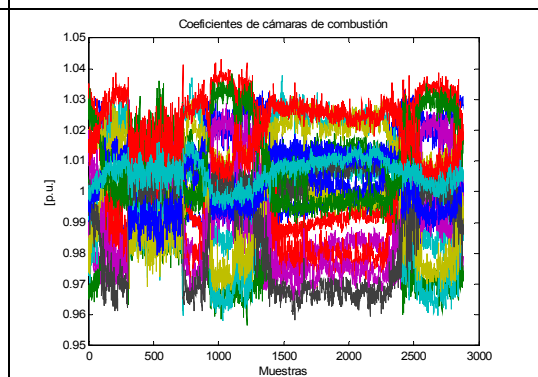
**Figura 105: Temperatura y error del termopar N° 15**



**Figura 106: Temperatura y error del termopar N° 30**



**Figura 107: Coeficientes estimados de las cámaras 1, 6 y 12**



**Figura 108: Coeficientes estimados de todas las cámaras**

## Anexo D: Resultados de pruebas realizadas con el simulador de perfil de temperaturas

### 1.- Pruebas con una cámara distinta a las restantes

Desviación [%]	Prom. spread máx. [K]	Var. spread máx [K]
-10	30.2638	0.3408
-9	27.2421	0.2732
-8	24.2204	0.2131
-7	21.1987	0.1604
-6	18.1771	0.1152
-5	15.1554	0.0775
-4	12.1337	0.0473
-3	9.1120	0.0245
-2	6.0903	0.0093
-1	3.0687	0.0015
0	0.2671	0.0003
1	3.2358	0.0082
2	6.2556	0.0229
3	9.2757	0.0451
4	12.2961	0.0748
5	15.3167	0.1122
6	18.3374	0.1571
7	21.3584	0.2096
8	24.3794	0.2696
9	27.4007	0.3372
10	30.4223	0.4121

**Tabla 14: Estadísticos del *spread* máximo con perfil sin ruido**



<b>Desviación [%]</b>	<b>Prom. spread máx. [K]</b>	<b>Var. spread máx [K]</b>
-10	31.5836	1.1443
-9	28.5730	1.0853
-8	25.5469	1.0371
-7	22.4888	0.9761
-6	19.4775	0.9606
-5	6.5048	0.9170
-4	13.4913	0.8776
-3	10.4805	0.7660
-2	7.4835	0.7893
-1	4.5619	0.7175
0	3.0373	0.3673
1	4.6627	0.7287
2	7.5723	0.8112
3	10.5148	0.8609
4	13.5222	0.8914
5	16.5793	0.8843
6	19.6124	0.9548
7	22.6495	0.9988
8	25.6564	1.0711
9	28.6668	1.1241
10	31.6994	1.1793

**Tabla 15: Estadísticos del *spread* máximo con perfil contaminado con ruido de media 0 y varianza 1**

<b>Desviación [%]</b>	<b>Prom. spread máx. [K]</b>	<b>Var. spread máx [K]</b>
-10	34.5006	7.3713
-9	31.5985	7.1635
-8	28.4245	7.5719
-7	25.5072	7.2847
-6	22.4763	7.1931
-5	19.4537	6.9201
-4	16.5404	6.5306
-3	13.6777	6.3206
-2	11.1730	4.7836
-1	9.5723	3.6729
0	9.0771	3.3720
1	9.4779	3.6153
2	11.2010	5.0482
3	13.7731	6.1377
4	16.6240	6.7241
5	19.5197	7.0951
6	22.5831	7.1552
7	25.4337	7.2118
8	28.5299	7.2038
9	31.5233	7.4370
10	34.5893	8.0466

**Tabla 16: Estadísticos del *spread* máximo con perfil contaminado con ruido de media 0 y varianza 3**

<b>Desviación [%]</b>	<b>Prom. spread máx. [K]</b>	<b>Var. spread máx [K]</b>
-10	38.9576	29.2085
-9	35.9865	29.5585
-8	33.0054	27.8652
-7	30.3814	26.2741
-6	27.6118	25.4254
-5	24.8028	24.6488
-4	22.4682	19.8810
-3	20.4592	16.1778
-2	19.1540	14.7797
-1	18.3454	13.4983
0	18.0355	13.0292
1	18.1195	13.3930
2	19.0841	15.4443
3	20.3661	16.7152
4	22.4624	21.7498
5	24.6050	22.0633
6	27.5494	26.4443
7	30.1237	26.4736
8	33.1851	26.5469
9	35.9339	27.4112
10	39.1279	29.9296

**Tabla 17: Estadísticos del *spread* máximo con perfil contaminado con ruido de media 0 y varianza 6**

## Anexo E: Comportamiento del método de identificación

A continuación, se entregan tablas en la cuales se resume el comportamiento de los coeficientes  $c_j$  y el error de estimación de los termopares. A partir de estas tablas se debe tomar una decisión para determinar las cotas para los residuos  $r_j^1$  y para determinar la validez de las estimaciones de los termopares.

	Gas	Diesel
<b>Para coeficientes <math>c_j</math></b>		
Media del máx. $c_j$	1.0304	1.0464
Des. est. máx $c_j$	0.006171	0.012106
Media del mín. $c_j$	0.96808	0.95506
Des. est. mín $c_j$	0.0074109	0.015606
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	2.5776	2.3241
Des. Est. error estimación	2.1741	2.1568
Máx. media de error de estimación por termopar	5.2577	4.1085
Termopar con máx. media en error estimación	30	23
Media error estimación menos los 4 mayores	2.2327	2.1163
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	1.7515	1.8687

Tabla 18: Resumen correspondiente al mes de enero de 2005

	Gas	Diesel
<b>Para coeficientes <math>c_j</math></b>		
Media del máx. $c_j$	1.0349	1.0588
Des. est. máx $c_j$	0.0062154	0.011249
Media del mín. $c_j$	0.95543	0.93949
Des. est. mín $c_j$	0.010668	0.013076
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	3.2979	3.1682
Des. Est. error estimación	2.7602	3.6202
Máx. media de error de estimación por termopar	10.6137	9.5301
Termopar con máx. media en error estimación	11	11
Media error estimación menos los 4 mayores	2.6502	2.6308
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	1.7749	2.4662

Tabla 19: Resumen correspondiente al mes de marzo de 2005

	<b>Gas</b>	<b>Diesel</b>
<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.0349	1.0588
Des. est. máx cj	0.0062154	0.011249
Media del mín. cj	0.95543	0.93949
Des. est. mín cj	0.010668	0.013076
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	3.2979	3.1682
Des. Est. error estimación	2.7602	3.6202
Máx. media de error de estimación por termopar	10.6137	9.5301
Termopar con máx. media en error estimación	11	11
Media error estimación menos los 4 mayores	2.6502	2.6308
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	1.7749	2.4662

**Tabla 20: Resumen correspondiente al mes de abril de 2005**

	<b>Gas</b>	<b>Diesel</b>
<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.0346	1.0414
Des. est. máx cj	0.0063073	0.013141
Media del mín. cj	0.95985	0.93455
Des. est. mín cj	0.0065323	0.0099243
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	3.5123	2.3725
Des. Est. error estimación	3.0884	1.9788
Máx. media de error de estimación por termopar	12.1093	5.5254
Termopar con máx. media en error estimación	12	22
Media error estimación menos los 4 mayores	2.7049	2.0381
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	1.9071	1.7275

**Tabla 21: Resumen correspondiente al mes de mayo de 2005**

	<b>Gas</b>	<b>Diesel</b>
<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.0939	1.0395
Des. est. máx cj	0.17346	0.0040966
Media del mín. cj	0.87753	0.96207
Des. est. mín cj	0.27478	0.005578
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	5.7721	1.255
Des. Est. error estimación	22.4768	0.8762
Máx. media de error de estimación por termopar	26.8966	2.8048
Termopar con máx. media en error estimación	17	12
Media error estimación menos los 4 mayores	3.7865	1.0613
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	7.2905	0.7145

**Tabla 22: Resumen correspondiente al mes de junio de 2005**

	Gas	Diesel
<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.2983	
Des. est. máx cj	0.3139	
Media del mín. cj	0.51002	
Des. est. mín cj	0.56313	
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	16.9082	
Des. Est. error estimación	47.2481	
Máx. media de error de estimación por termopar	113.0466	
Termopar con máx. media en error estimación	17	
Media error estimación menos los 4 mayores	7.6865	
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	14.9695	

Tabla 23: Resumen correspondiente al mes de julio de 2005

	Gas	Diesel
<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.0387	
Des. est. máx cj	0.015218	
Media del mín. cj	0.95774	
Des. est. mín cj	0.031151	
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	3.0217	
Des. Est. error estimación	3.0247	
Máx. media de error de estimación por termopar	12	
Termopar con máx. media en error estimación	8.3512	
Media error estimación menos los 4 mayores	2.6432	
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	2.9458	

Tabla 24: Resumen correspondiente al mes de febrero de 2006

	Gas	Diesel
<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.0619	
Des. est. máx cj	0.095513	
Media del mín. cj	0.90895	
Des. est. mín cj	0.16006	
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	4.5822	
Des. Est. error estimación	13.5146	
Máx. media de error de estimación por termopar	10.7045	
Termopar con máx. media en error estimación	31	
Media error estimación menos los 4 mayores	3.841	
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	8.1454	

Tabla 25: Resumen correspondiente al mes de marzo de 2006

	<b>Gas</b>	<b>Diesel</b>
<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.0741	
Des. est. máx cj	0.13894	
Media del mín. cj	0.89522	
Des. est. mín cj	0.22625	
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	19.3622	
Des. Est. error estimación	27.1506	
Máx. media de error de estimación por termopar	68.1403	
Termopar con máx. media en error estimación	31	
Media error estimación menos los 4 mayores	3.3338	
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	5.9129	

**Tabla 26: Resumen correspondiente al mes de abril de 2006**

<b>Para coeficientes cj</b>		
Media del máx. cj	1.0291	1.0785
Des. est. máx cj	0.0043664	0.022763
Media del mín. cj	0.96895	0.94067
Des. est. mín cj	0.0066117	0.022268
<b>Para Termopares</b>		
Media error estimación	2.6454	2.5799
Des. Est. error estimación	2.106	3.1671
Máx. media de error de estimación por termopar	7.026	4.9646
Termopar con máx. media en error estimación	12	1
Media error estimación menos los 4 mayores	2.2225	2.3308
Des. est. error de estimación menos las 4 mayores	1.7142	2.4756

**Tabla 27: Resumen correspondiente al mes de mayo de 2006**

## Anexo F: Breve resumen acerca de espacios dotados de producto interno <sup>1</sup>

### 1.- Introducción

Los espacios de producto interno han sido ampliamente utilizados en el campo de la física cuántica, ecuaciones integrales y diferenciales y en modelación de sistemas, entre otras aplicaciones.

El principal motivo para estudiar las características de estos espacios se debe a que muchos espacios de uso común, como el euclidiano, el de las variables aleatorias y el de las funciones integrables  $L_2$  son espacios de producto interno. De esta manera, es posible estudiar todos estos espacios desde un punto de vista general, aprovechando la visión geométrica que proporcionan los espacios euclidianos.

### 2.- Definiciones

Dado un espacio lineal  $V$  se define una función  $\langle \bullet, \bullet \rangle: V \times V \rightarrow \mathbb{C}$  llamada producto interno que cumple con las siguientes propiedades

$$\langle x + z, y \rangle = \langle x, y \rangle + \langle z, y \rangle$$

$$\alpha \langle x, y \rangle = \alpha \langle x, y \rangle$$

$$\langle x, y \rangle = \langle y, x \rangle^*$$

$$\langle x, x \rangle > 0 \Rightarrow x \neq 0$$

$$\langle x, x \rangle = 0 \Leftrightarrow x = 0$$

---

<sup>1</sup> Este anexo es un resumen principalmente de lo que aparece en [15]. Más detalles es posible encontrar en [16]



Todo producto interno genera una función  $\|\bullet\|: V \rightarrow \mathbb{R}$  llamada norma inducida, que se define como:

$$\|x\| = \sqrt{\langle x, x \rangle}$$

La función norma cumple con las siguientes propiedades:

$$\|x\| \geq 0$$

$$\|x + y\| \leq \|x\| + \|y\|$$

$$\|\alpha x\| = |\alpha| \|x\|$$

$$\|x\| = 0 \Leftrightarrow x = 0$$

Al igual que en el espacio euclidiano, es posible hablar de ortogonalidad entre vectores pertenecientes a estos espacios. Por definición, dos vectores  $x$  e  $y$  son ortogonales si se cumple:

$$\langle x, y \rangle = 0$$

Además, también es posible formular un Teorema de Pitágoras generalizado. Si dos vectores son ortogonales entre si, se puede demostrar que:

$$\|x + y\|^2 = \|x\|^2 + \|y\|^2$$

### 3.- Ejemplos de espacios con producto interno

A continuación se entrega un listado de espacios con producto interno y con la definición de esta función para cada espacio:

Espacio	Producto Interno	Norma Inducida
Euclidiano	$x \bullet y = x^T y$	$x^T x$
Funciones [a,b]	$\int_a^b x(t)y(t) dt$	$\int_a^b x(t)^2 dt$
Sucesiones reales Finitas	$\sum_{k=1}^n x(k)y(k)$	$\sum_{k=1}^n x(k)^2$
Variables aleatorias	$E(xy)$	$E(x^2)$

Tabla 28: Ejemplo de espacios vectoriales con producto interno y norma inducida

### 4.- Teorema de la proyección

Es quizás este teorema el más importante, ya que constituye la herramienta central para la aproximación de funciones y para el modelamiento de sistemas.

Se define la proyección de un vector  $f_1$ , perteneciente a un espacio de producto interno, sobre otro vector  $f_2$  como:

$$f_p = \frac{\langle f_1, f_2 \rangle}{\langle f_2, f_2 \rangle} f_2$$

Es posible demostrar que el vector  $f_1 - f_p$  es ortogonal a  $f_p$ . Multiplicando por -1 lo anterior y sumando  $f_1$  a ambos lados se obtiene:

$$f_1 - f_p = f_1 - \frac{\langle f_1, f_2 \rangle}{\langle f_2, f_2 \rangle} f_2$$

Finalmente, si se hace producto interno a la expresión anterior con  $f_p$ , se llega a lo siguiente:

$$\langle f_1 - f_p, f_p \rangle = \langle f_1, f_p \rangle - \frac{\langle f_1, f_2 \rangle}{\langle f_2, f_2 \rangle} \langle f_2, f_2 \rangle = 0$$

que no es más que la definición de ortogonalidad.

El Teorema de la proyección ortogonal establece que dado un vector  $f \in H$ , el vector  $f_p$  perteneciente a un **sub-espacio vectorial V** con una base cualquiera B, que minimiza la función  $\|f - f_p\|^2$  (error de aproximación) es la proyección ortogonal de f sobre el espacio V.

Como la proyección es ortogonal al espacio V, en particular se cumple cumplir que sea ortogonal a cada elemento de su base, es decir:

$$\langle f - f_p, b_i \rangle = 0, \forall i = 1, \dots, n$$

Y dado que  $f_p$  pertenece al espacio V, la expresión anterior se puede escribir como:

$$\left\langle f - \sum_{j=1}^n \theta_j b_j, b_i \right\rangle = 0, \forall i = 1, \dots, n$$

De la expresión anterior se puede obtener un sistema de ecuaciones que matricialmente se escribe como

$$\begin{bmatrix} \langle f, b_1 \rangle \\ \vdots \\ \langle f, b_n \rangle \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \langle b_1, b_1 \rangle & \cdots & \langle b_1, b_n \rangle \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \langle b_n, b_1 \rangle & \cdots & \langle b_n, b_n \rangle \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \vdots \\ \theta_n \end{bmatrix}$$

Definiendo:

$$P_{xy} = \begin{bmatrix} \langle f, b_1 \rangle \\ \vdots \\ \langle f, b_n \rangle \end{bmatrix}, \quad P_{xx} = \begin{bmatrix} \langle b_1, b_1 \rangle & \cdots & \langle b_1, b_n \rangle \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \langle b_n, b_1 \rangle & \cdots & \langle b_n, b_n \rangle \end{bmatrix}, \quad \theta = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \vdots \\ \theta_n \end{bmatrix}$$

Bajo el supuesto que  $P_{xx}$  es invertible, el vector de parámetros óptimos que minimiza el error  $\|f - f_p\|^2$  es:

$$\theta = P_{xx}^{-1} P_{xy}$$

El vector de parámetros es el que define al vector  $f_p$  perteneciente al espacio  $V$  que mejor aproxima al vector  $f$  en  $V$ . Esto no quiere decir necesariamente que sea la mejor o peor aproximación de  $f$  que se pueda obtener, ya que esto dependerá de las bases escogidas, dado que el teorema de la proyección ortogonal sólo garantiza que dada una base en un espacio el error de aproximación es mínimo.

## Anexo G: Transformada Wavelet discreta

En el Anexo F se explicó cómo a partir de una base de un espacio vectorial era posible encontrar una aproximación de un vector cualquiera en ese espacio. Así, por ejemplo, con un conjunto de senos y cosenos es posible aproximar funciones y los coeficientes corresponden a los muy conocidos términos de la transformada de Fourier.

Las wavelets son otro conjunto base del espacio de funciones con características muy particulares. Es importante destacar que no existe sólo un conjunto de funciones a las que se les llame wavelet, dado que wavelet es más bien un concepto.

La expansión Wavelet discreta de una función se define como:

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} c_N(k) \varphi_N(t-k) + \sum_{k=-\infty}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} d_{m,k} \psi_m(t-k)$$

Donde:

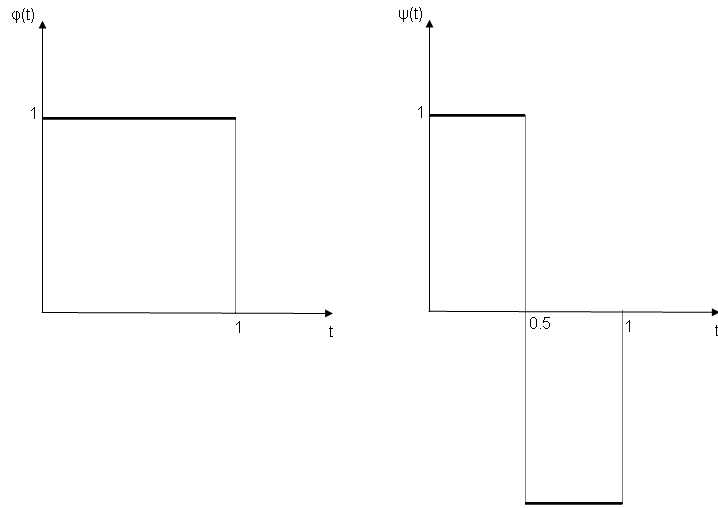
$$\varphi_N(t-k) = 2^{-\frac{N}{2}} \varphi(2^{-N}t-k)$$

$$\psi_m(t-k) = 2^{-\frac{m}{2}} \psi(2^{-m}t-k)$$

$$c_N(k) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \varphi_N(t-k) dt$$

$$d_{m,k}(k) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \psi_m(t-k) dt$$

En el caso particular de esta tesis, se ha utilizado la Wavelet Haar, para la cual se definen las siguientes funciones  $\varphi$  y  $\psi$ :



**Figura 109: Funciones  $\varphi$  y  $\psi$  de la wavelet Haar**

## Anexo H: Elección de los parámetros adecuados para los residuos $r_{3j}$

Se analizarán tres tipos de descenso mediante el uso del simulador, para así poder determinar el largo de la ventana de tiempo, nivel de resolución y umbral óptimos de los residuos  $r_{3j}$ .

### 1.- Falla modelada como descenso lineal

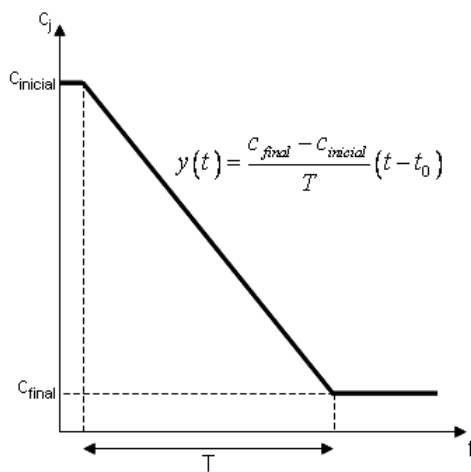
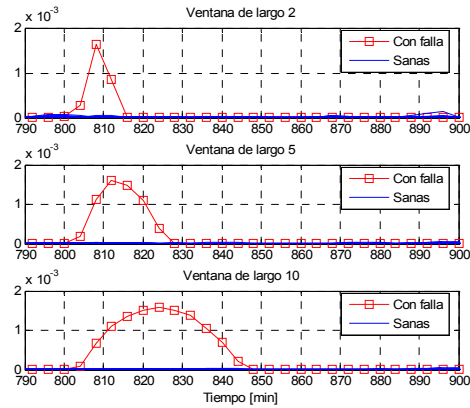


Figura 110: Curva de descenso lineal de cámara con falla

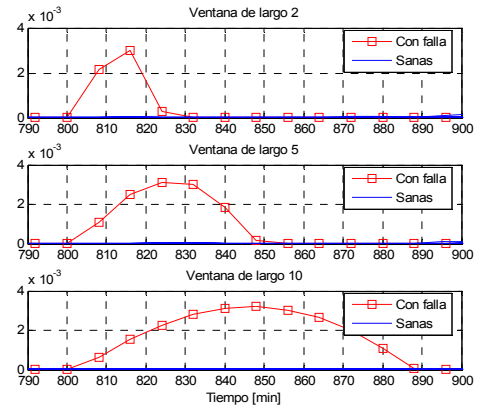
Los parámetros de la Figura 110 con los cuales se realizarán simulaciones son los siguientes:

$C_{inicial}$	:	1.02
$C_{final}$	:	0.98
$T$	:	5, 15 y 30 [min]
$t_0$	:	800 [min]

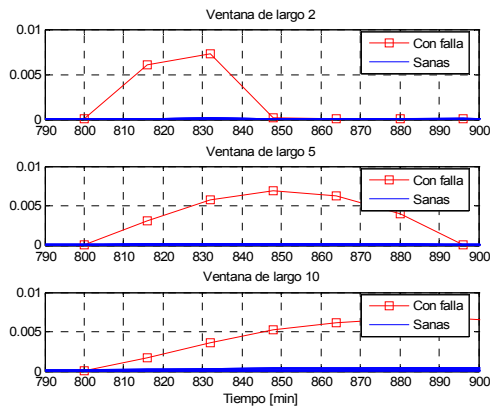
a) Gráficos para T=5 [min]



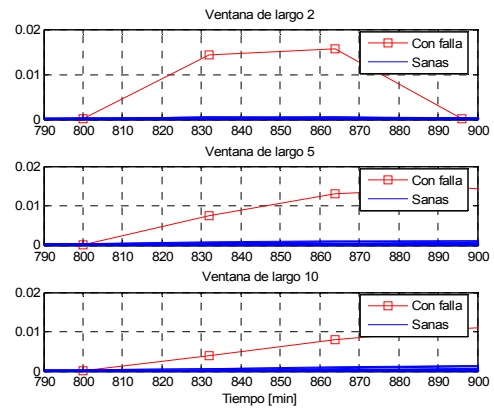
**Figura 111: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 2**



**Figura 112: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 3**



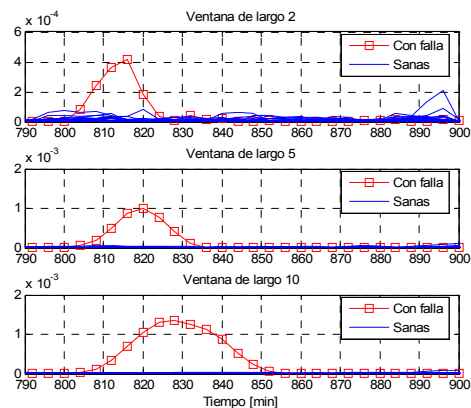
**Figura 113: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 4**



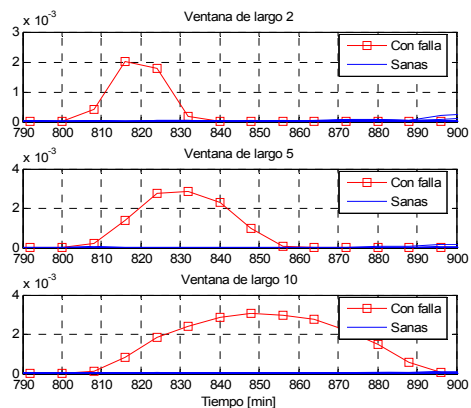
**Figura 114: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 5**



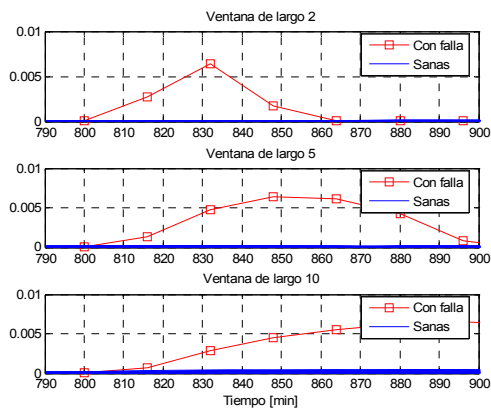
b) Gráficos para T=15 [min]



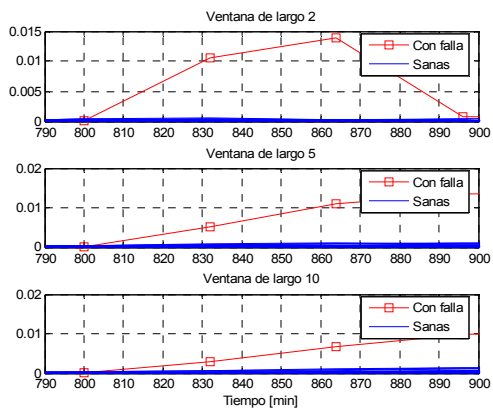
**Figura 115: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 2**



**Figura 116: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 3**

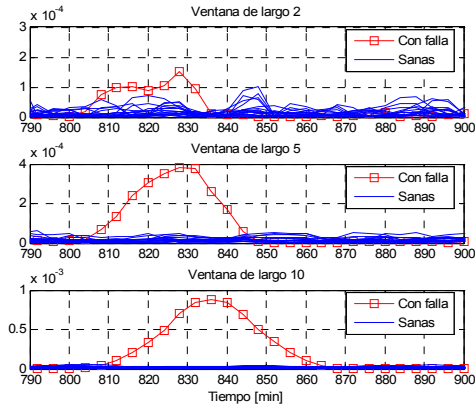


**Figura 117: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 4**

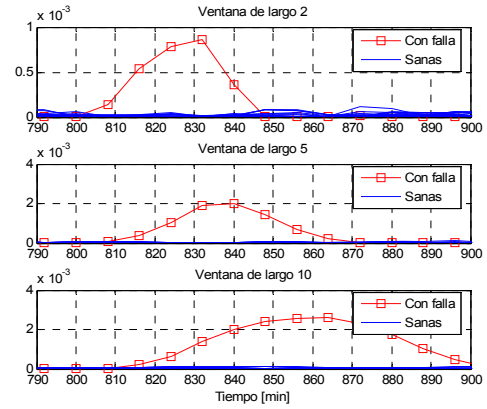


**Figura 118: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 5**

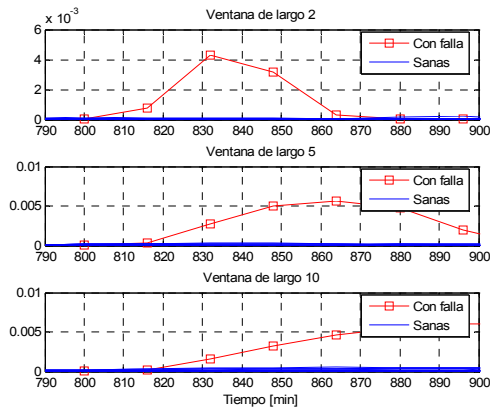
c) Gráficos para T=30 [min]



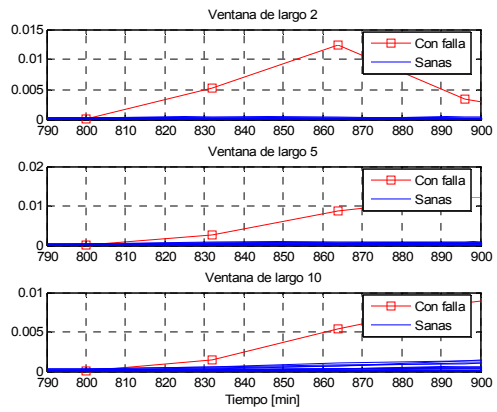
**Figura 119: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 2**



**Figura 120: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 3**

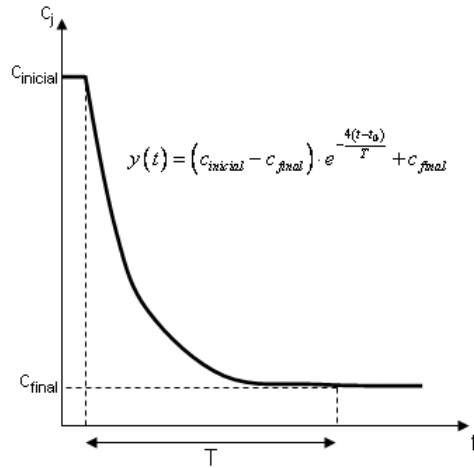


**Figura 60: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 4**



**Figura 61: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 5**

## 2.- Falla modelada como descenso exponencial

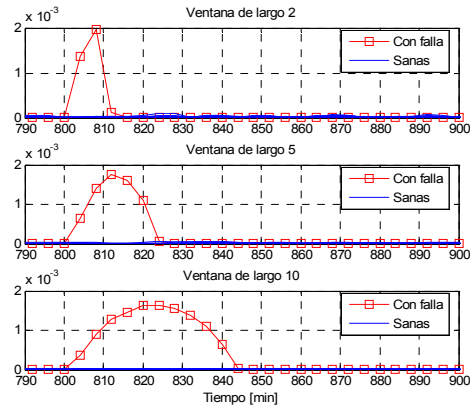


**Figura 121: Curva de descenso exponencial de cámara con falla**

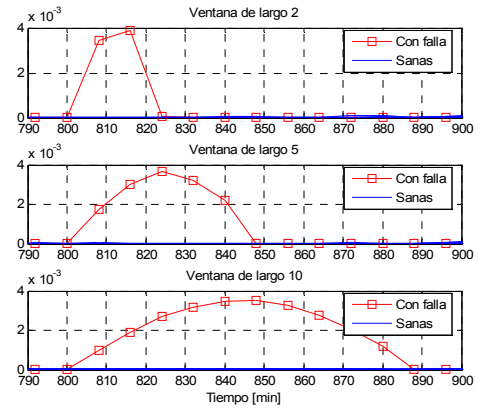
Los parámetros de la Figura 121 con los cuales se realizarán simulaciones son los siguientes:

$C_{inicial}$	:	1.02
$C_{final}$	:	0.98
$T$	:	5, 15 y 30 [min]
$t_0$	:	800 [min]

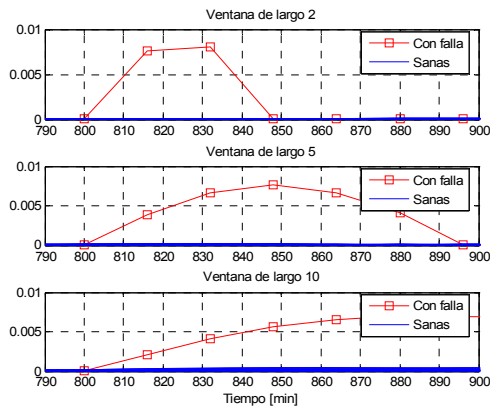
a) Gráficos para T=5 [min]



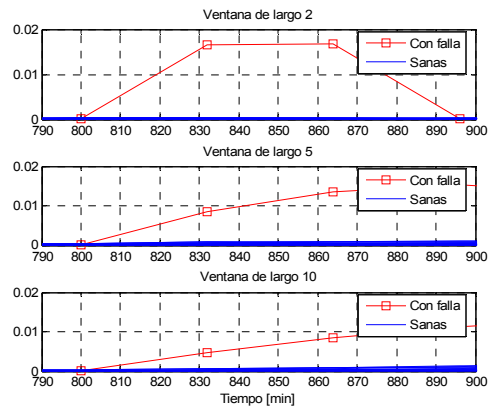
**Figura 122: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 2**



**Figura 123: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 3**

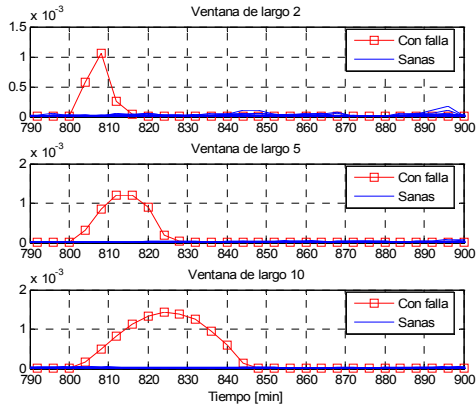


**Figura 124: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 4**

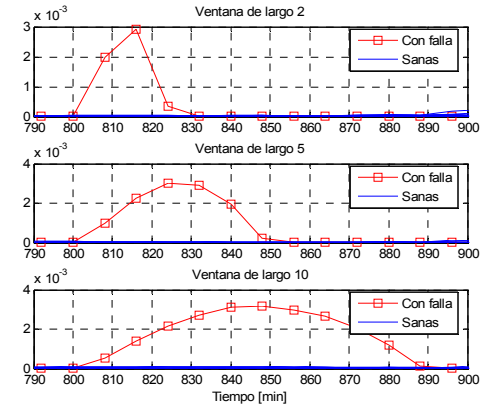


**Figura 125: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 5**

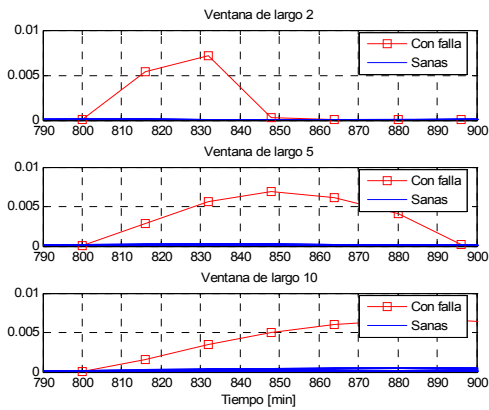
b) Gráficos para T=15 [min]



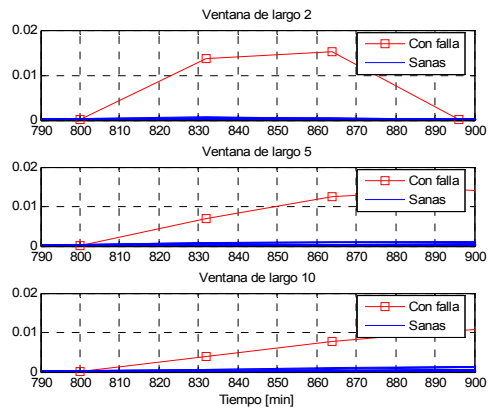
**Figura 126: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 2**



**Figura 127: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 3**

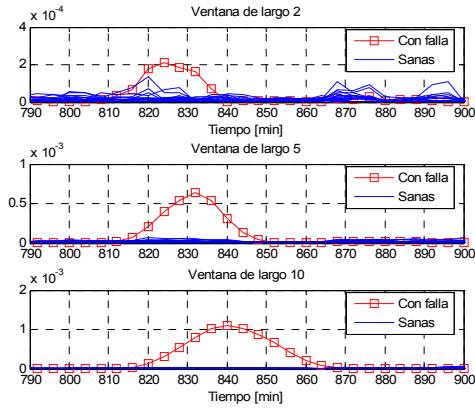


**Figura 128: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 4**

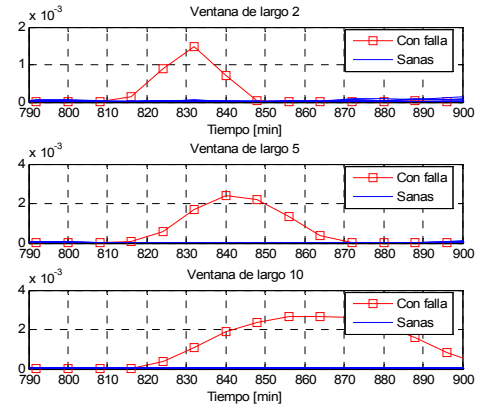


**Figura 129: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 5**

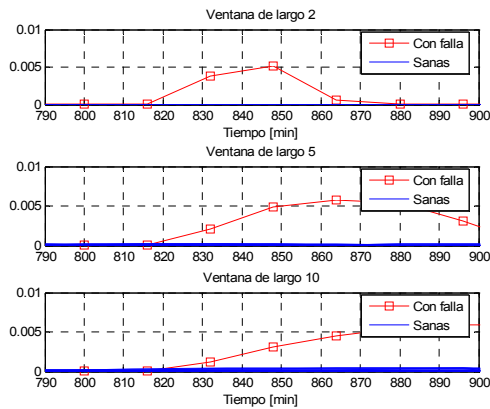
c) Gráficos para T=30 [min]



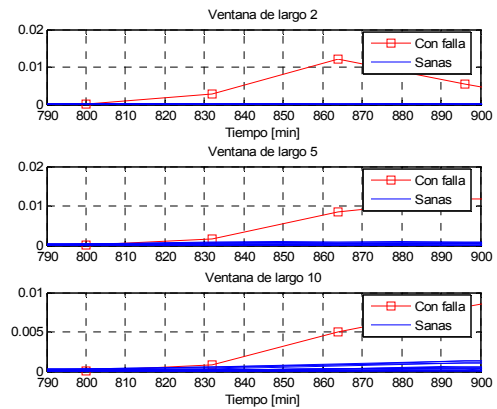
**Figura 130: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 2**



**Figura 131: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 3**



**Figura 132: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 4**



**Figura 133: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 5**

### 3.- Falla modelada como descenso senoidal

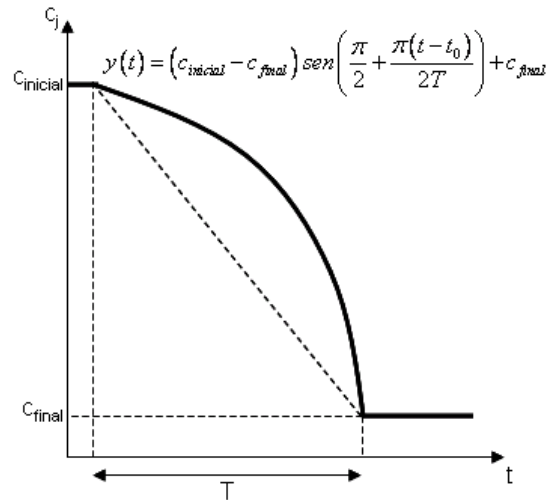


Figura 134: Curva de descenso senoidal de cámara con falla

$C_{inicial}$	:	1.02
$C_{final}$	:	0.98
$T$	:	5, 15 y 30 [min]
$t_0$	:	800 [min]

a) Gráficos para T=5 [min]

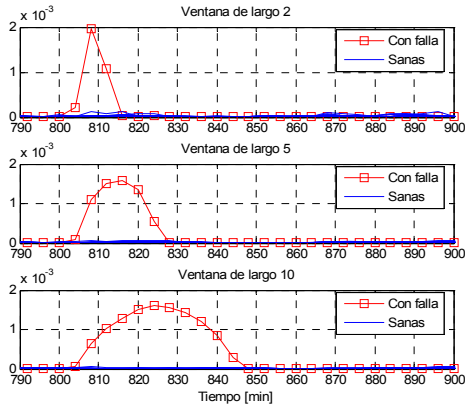


Figura 135: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 2

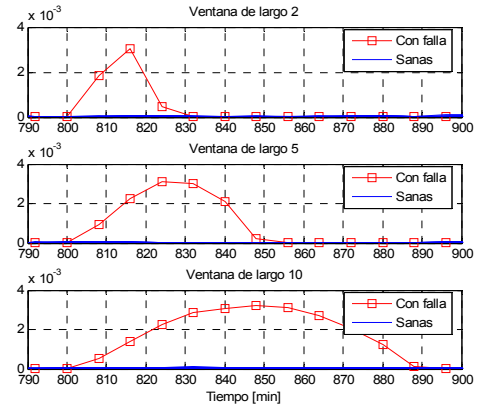


Figura 136: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 3

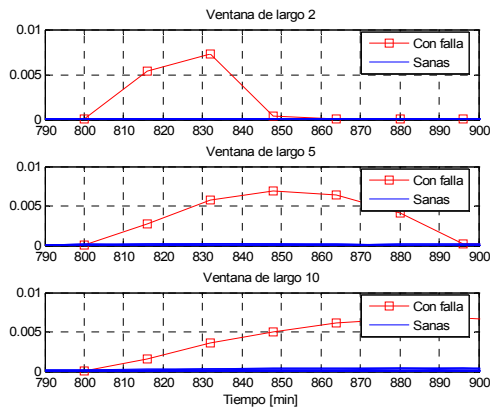


Figura 137: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 4

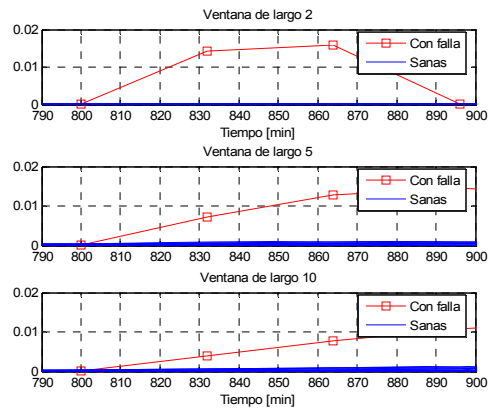


Figura 138: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 5



b) Gráficos para T=15 [min]

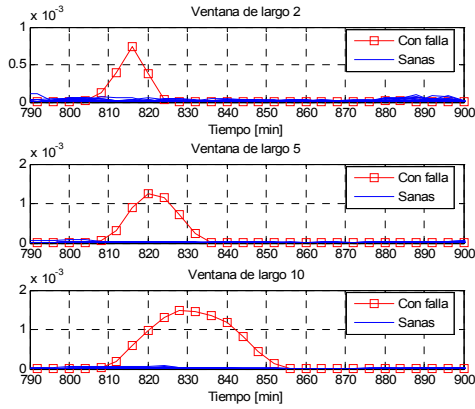


Figura 139: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 2

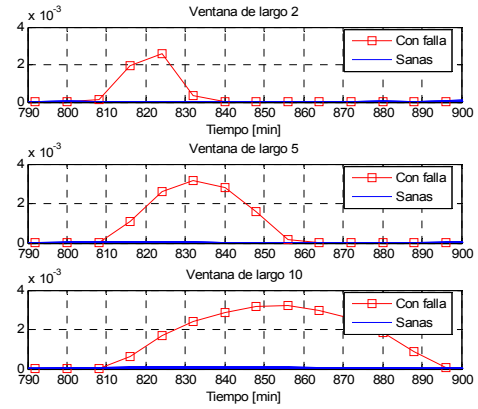


Figura 140: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 3

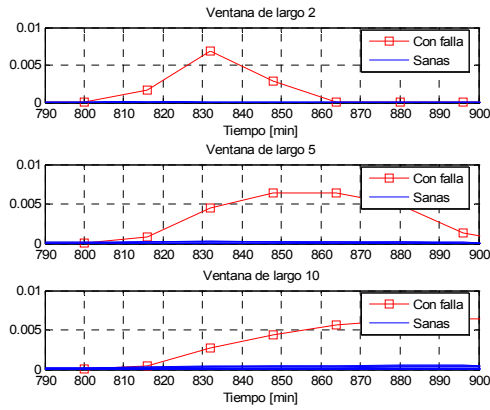


Figura 141: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 4

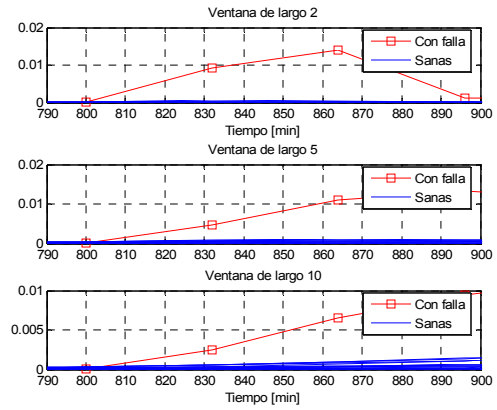
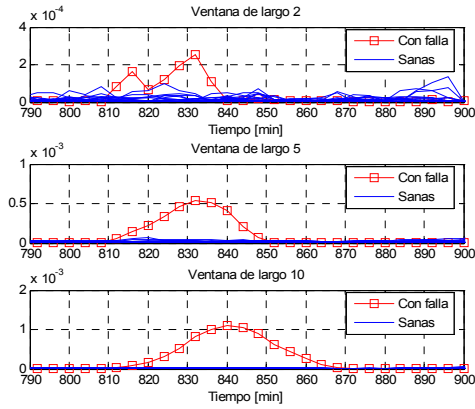
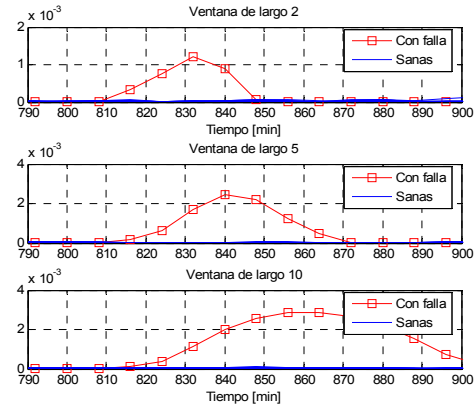


Figura 142: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 5

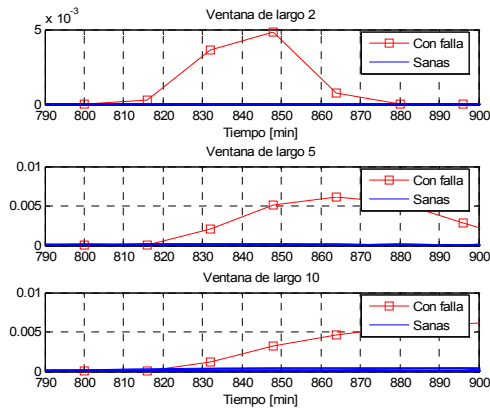
c) Gráficos para T=30 [min]



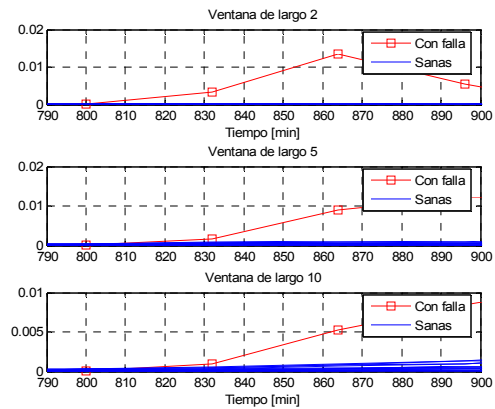
**Figura 143: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 2**



**Figura 144: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 3**



**Figura 145: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 4**



**Figura 146: Varianza de los coeficientes Wavelets de las señales  $c_j(k)$  con nivel de resolución 5**

## Referencias

- [1] R. PATON, P. FRANK, R. CLARK (Eds). Issues of fault diagnosis for dynamic systems, Springer-Verlag, 2000
- [2] R. PASCUAL, Apuntes de clases del curso ME-754 – Vibraciones en Sistemas Mecánicos, <http://www.cec.uchile.cl/~rpascual/me754/me754.pdf>
- [3] G. CONZALEZ, R. PAUT, A.CIPRIANO, D. MIRANDA Y G. CEBALLOS, Fault Detection and Isolation Using Concatenated Wavelet Transform Variances and Discriminant Analysis, IEEE Transactions on Signal Processing, Vol 54, No 5, Mayo 2006
- [4] D. C. MONTGOMERY, Control estadístico de la calidad, Grupo Editorial Iberoamérica, 1991
- [5] R. GANGULI, Application of fuzzy logic for fault isolation of jet engines, Journal of Engineering for gas turbines and power, ASME, Vol 125, Julio 2003
- [6] G.MERRINGTON, O.K. KWON, G. GOODWIN, B.CARLSSON, Fault detection and diagnosis in gas turbines, Journal of Engineering for gas turbines and power, ASME, Vol 113, abril 1991
- [7] S. SIMANI, Identification and fault diagnosis of a simulated model of an individual gas turbine, IEEE Transactions on industrial informatics, Vol 1, N°3, August 2005

- [8] Y.R. MAYHEW, G.F.C. ROGERS. Engineering Thermodynamics, Work & Heat Transfer, 2th Edition. Longman, 1967
- [9] M. MORAN, H. SHAPIRO. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Wiley, 1988
- [10] H. COHEN, G.F.C. ROGERS, H.I.H. SARAVANAMUTTOO. Gas Turbine Theory, 5<sup>th</sup> Edition. Pearson Education, 2001
- [11] I.L KOSOW, Máquinas eléctricas y transformadores, Reverté, 1975
- [12] A.W. ORDYS, A.W. PIKE, M.A. JOHNSON, R.M. KATEBI, M.J. GRIMBLE, Modelling and Simulation of Power Generation Plants, Springer-Verlag, 1994
- [13] A. MUÑOZ SAN ROQUE, Aplicación de Técnicas de Redes Neuronales Artificiales al Diagnósticos de Procesos Industriales, Colección de Tesis Doctorales, Universidad Pontificia Comillas de Madrid, 1996
- [14] C. S. BURRUS, R. GOPINATH, H. GUO, Introduction to Wavelets and Wavelets transforms, Prentice Hall, 1998
- [15] R. A. PAUT, Detección y clasificación de fallas en sistemas lineales invariantes en el tiempo combinando la varianza de la transformada Wavelet continua con métodos estadísticos de discriminación, Tesis de Magíster, Universidad de Chile, 2005
- [16] G. GONZALEZ, Apuntes de clases del curso EM717 – Identificación para el control de sistemas, Universidad de Chile, 2006
- [17] J. SAN MARTÍN, Apuntes de clases del curso MA22A – Cálculo en varias variables, Universidad de Chile, <http://www.dim.uchile.cl/~jorge/capitulo4.ps>

