Capitulo 5:
Estudio del Régimen Transitorio.

En el presente capítulo se van a presentar los resultados obtenidos del estudio del funcionamiento en régimen transitorio de una turbina de gas. Para la obtención de dichos resultados se ha hecho uso del modelo desarrollado en el presente Proyecto Fin de Carrera.

Para el estudio se ha tomado una turbina de gas de ciclo simple que previamente ha sido modelada. Las condiciones de funcionamiento de esta turbina de gas en régimen estacionario nominal son las siguientes:

Variable	Valor	Unidad
Temperatura admisión al compresor	**300**	**K**
Presión admisión al compresor	**100000**	**Pa**
Humedad relativa de admisión	**30%**	**-**
Gasto másico de aire	**56,30**	**kg/s**
Gasto másico de combustible	**1,25**	**kg/s**
Gasto másico de vapor de inyección	**2,33**	**kg/s**
Temperatura del vapor de inyección	**500**	**K**
Presión del vapor de inyección	**3000000**	**Pa**
Poder calorífico del combustible	**40000000**	**J/kg**
Presión de escape de la turbina	**100800**	**Pa**
Rendimiento de la máquina	**23.61%**	**-**
Rendimiento del compresor	**81,09%**	**-**
Rendimiento de la turbina	**85,34%**	**-**
Potencia producida	**11.804.000**	**W**
Potencia producida turbina	**44.063.891**	**W**
Potencia consumida compresor	**32.259.653**	**W**
Temperatura escape del compresor	**841,9**	**K**
Temperatura entrada en la turbina	**1374,7**	**K**
Temperatura escape de la turbina	**777,6**	**K**
Temperatura máxima C.combustión	**2000**	**K**

Tabla 5.1

Una vez determinado el valor de las principales variables de funcionamiento en el punto nominal de trabajo (régimen estacionario), se realizará el estudio de cómo varían dichos valores ante la existencia de perturbaciones externas que afecten al funcionamiento.

Se trata pues de ver como evolucionan dichas variables durante el régimen transitorio asociado a la adecuación a las nuevas condiciones de funcionamiento.

En concreto se estudiará el comportamiento de la máquina ante variaciones en la potencia demandada. Estas variaciones en la realidad vendrían impuestas por la red eléctrica a la que se encuentre conectada la turbina.

También se estudiará el comportamiento de la máquina ante variaciones de la energía térmica asociada a la corriente de gases de escape de la turbina de gas. Estas variaciones vendrán impuestas por las necesidades de generar vapor en la caldera de recuperación que constituye, junto con la turbina de gas y la de vapor, la planta de potencia basada en un ciclo combinado.

Las perturbaciones que van ser estudiadas son las siguientes:

- Descenso en un 5%, 10% y 15% del nivel de potencia demandada. Este descenso, para hacerlo más crítico será aproximado a un escalón en la potencia demandada a la máquina.
- Aumento en un 5%, 10% y 15% del nivel de potencia demandada. De nuevo esta variación se aproximará a un escalón en la potencia demandada.
- Aumento en un 10% de la energía térmica total transportada por la corriente de gases de escape de la turbina de gas.

Antes de pasar a ver cada uno de estos casos es conveniente comentar el hecho de que en todas las variables va a aparecer un transitorio inicial. Éste es debido a las condiciones iniciales requeridas por Simulink para el estudio del problema. El montaje realizado para la modelización de la turbina de gas, no necesita sólo condiciones iniciales para las ecuaciones diferenciales, sino que también son necesarias para otros bloques, como son los bloques "solve", herramienta fundamental de cálculo en software utilizado.

Sería conveniente ajustar todas estas condiciones iniciales para que la situación de partida sea un régimen estacionario. Éste, junto con los bucles algebraicos, es uno de los problemas que presenta el uso de estos bloques. Por tanto, el transitorio inicial, asociado a los instantes iniciales de cada simulación, no sirve para estudiar el funcionamiento dinámico de la máquina ya que las variaciones que se producen en los valores de las variables están asociadas simplemente a la imposición de dichas condiciones iniciales.

A continuación se muestra en detalle la evolución de las distintas variables de la turbina de gas en cada una de estas situaciones.

1. Descenso en un 5% de la potencia demandada.

La variación que tiene lugar en la potencia demandada se presenta en la siguiente gráfica:

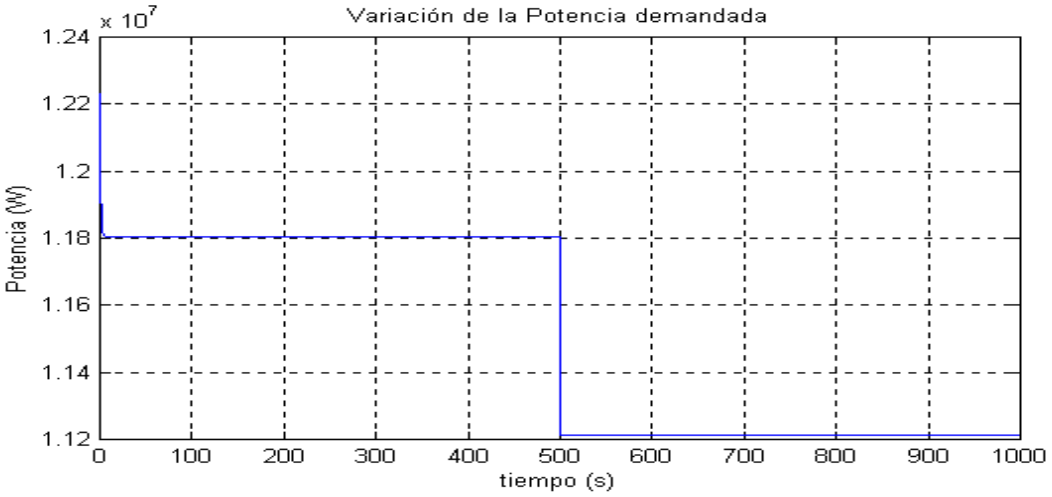

Figura 5.1

Como se ve en la figura, se ha dejado evolucionar a la máquina durante 500 s antes de sufrir la correspondiente perturbación. Se han estimados estos tiempos como los necesarios para que desaparezcan los efectos asociados al transitorio asociado a las condiciones iniciales requeridas por Simulink.

Después de la variación en la potencia a los 500 s de simulación, se dejará seguir funcionando a la máquina hasta que alcance de nuevo condiciones de régimen estacionario, por ello se deja correr hasta los 1000 s.

Los valores alcanzados por las variables de funcionamiento en la nueva situación se muestran en la siguiente tabla:

Variable	Valor	Unidad
Temperatura admisión al compresor	**300**	**K**
Presión admisión al compresor	**100000**	**Pa**
Humedad relativa de admisión	**30%**	**-**
Gasto másico de aire	**56,07**	**kg/s**
Gasto másico de combustible	**1,242**	**kg/s**
Gasto másico de vapor de inyección	**2,51**	**kg/s**
Poder calorífico del combustible	**40000000**	**J/kg**
Presión de escape de la turbina	**100800**	**Pa**
Rendimiento de la máquina	**22.52%**	**-**
Rendimiento del compresor	**79,59%**	**-**
Rendimiento de la turbina	**85,34%**	**-**
Potencia producida	**11.214.025**	**W**
Potencia producida turbina	**45.168.910**	**W**
Potencia consumida compresor	**33.954.885**	**W**
Temperatura escape del compresor	**871,12**	**K**
Temperatura entrada en la turbina	**1387,9**	**K**
Temperatura escape de la turbina	**777,6**	**K**
Temperatura máxima C.combustión	**2000**	**K**

Tabla 5.2

A continuación se mostrarán y comentarán las variaciones sufridas por las variables principales de funcionamiento, como consecuencia de la perturbación sufrida por el sistema.

Evidentemente, el sistema de regulación actuará sobre las correspondientes variables de actuación para que, en la medida de lo posible, la máquina se ajuste a los nuevos requerimientos de funcionamiento.

Ante la perturbación producida, caída del nivel de potencia demandada, el sistema de regulación comenzará disminuyendo el gasto de combustible inyectado en la cámara de combustión. Con ello se consigue reducir el salto entálpico en la turbina de expansión y consecuentemente reducir la potencia producida por la máquina.

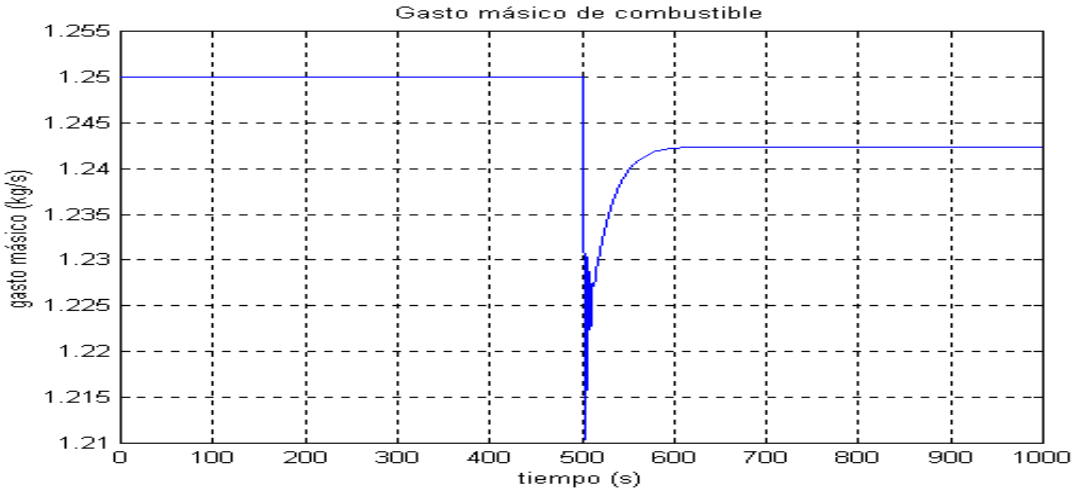

Figura 5.2

Para observar mejor el comportamiento oscilatorio de la respuesta del sistema se hace un zoom que muestre con mas detalle la evolución de gasto de combustible en la zona cercana a la variación de la potencia.

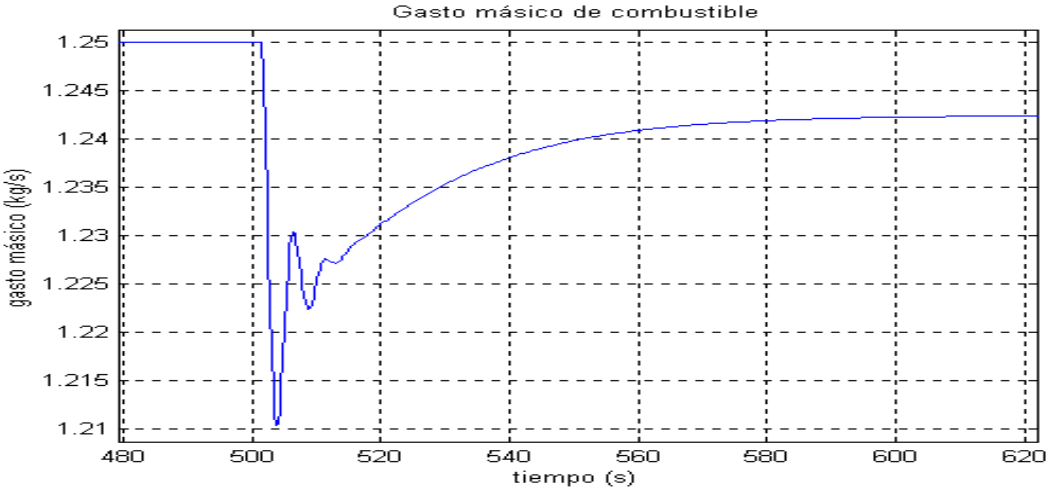

Figura 5.3

El carácter oscilatorio de dicha respuesta está asociado a la utilización de controladores PID. La frecuencia y amplitud de dicha respuesta dependerá de la sintonización de dichos controladores.

Al final del periodo transitorio se alcanza un nuevo punto de funcionamiento estacionario que se conservará mientras no se produzca ninguna otra perturbación.

La variación en la inyección de combustible provoca la consecuente variación en la potencia producida por la máquina. La misión del sistema de regulación en este sentido es que la potencia producida por la máquina se ajuste, en la medida de lo posible, a la potencia que le es demandada desde el exterior. En la siguiente figura se muestran ambas, potencia producida y demandada.

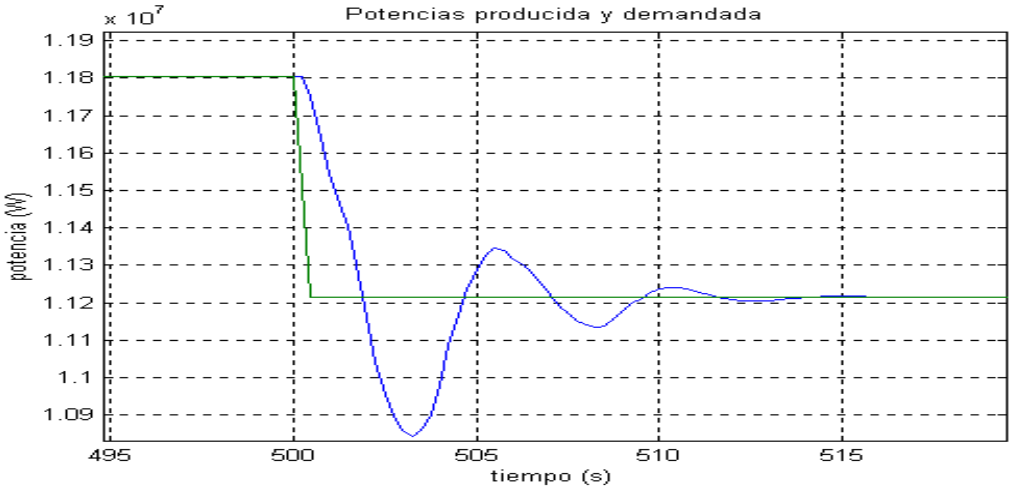

Figura 5.4

En la anterior figura la línea verde corresponde a la potencia demandada, mientras que la línea azul corresponde a la producida por la máquina.

El ajuste de la respuesta de la máquina a la nueva situación es perfecto. Como se observa, tras un pequeño periodo de transitorio, se vuelve a alcanzar condiciones de régimen estacionario. Así una de las solicitaciones críticas sobre el funcionamiento de la turbina de gas se ve del todo satisfecha. Es decir, para el nivel de variación de la potencia demandada propuesto, la máquina es capaz de suministrar la nueva potencia sin que se produzcan alteraciones importantes desde el punto de vista de la estabilidad en el funcionamiento. Para ilustrar esto se muestra a continuación la variación del punto de funcionamiento del compresor.

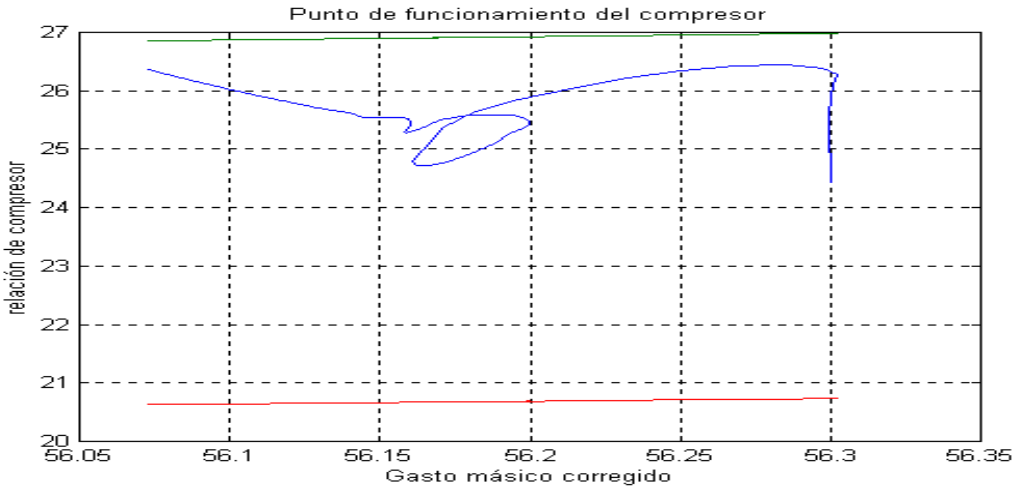

Figura 5.5

En la anterior figura la línea azul corresponde a la evolución del punto de funcionamiento, mientras que las líneas verde y roja marcan las zonas límite de bombeo y bloqueo respectivamente.

El punto inicial de funcionamiento es el correspondiente al comienzo de la línea azul por la derecha. El nuevo punto de funcionamiento estacionario corresponde al de dicha línea situado mas a la izquierda. Como se puede observar en ningún momento las condiciones de funcionamiento hacen al compresor entrar en la zona de bombeo o de bloqueo. En este caso se queda cerca de la línea de bombeo (línea verde), pero sin rebasarla.

Siguiendo con la variación en las magnitudes fundamentales de funcionamiento, una de las consecuencias de la reducción del gasto de combustible, es la consecuente bajada de la temperatura de escape de la turbina. Como ésta es una de las variables más importantes a regular, el sistema de regulación actúa reduciendo el gasto másico de aire con lo que se conseguirá elevar de nuevo esta temperatura.

En la siguiente figura se muestra la evolución del gasto de aire:

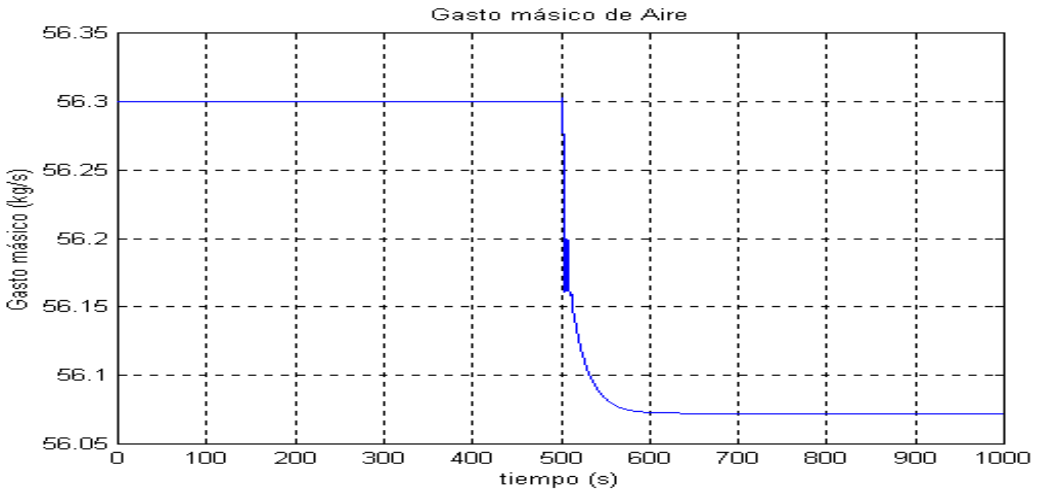

Figura 5.6

Como consecuencia de dicha reducción en el gasto de aire, la temperatura de escape de la turbina evoluciona de la siguiente forma:

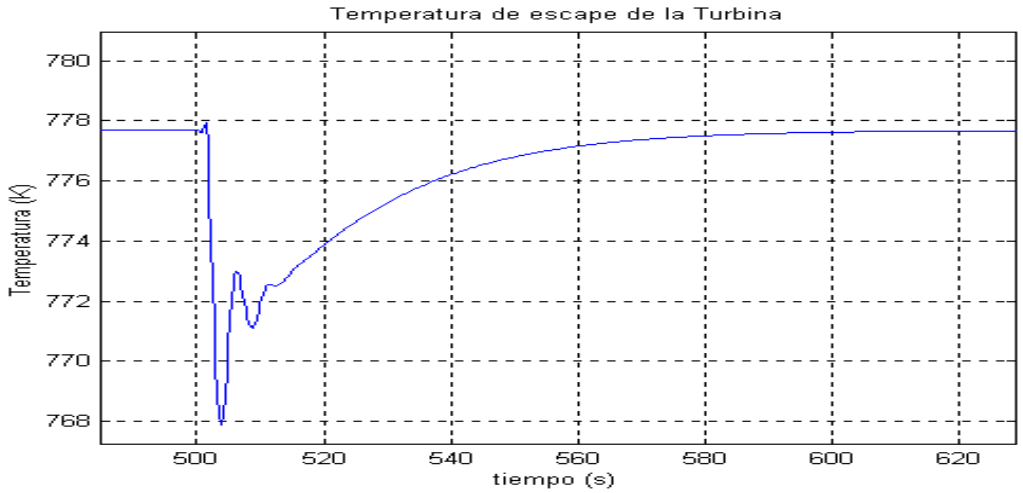

Figura 5.7

Se puede observar perfectamente lo comentado anteriormente, la disminución en el gasto de combustible provoca una caída en la temperatura de los gases de escape que posteriormente se recupera a través de la disminución en el gasto de aire de entrada en el compresor. Con ello se consigue algo fundamental, que el nivel térmico del flujo de gases de escape no caiga por debajo de un determinado valor. Esto, como se sabe, es fundamental de cara a su posterior aprovechamiento en una caldera de recuperación.

Otra variable fundamental es la temperatura máxima alcanzada en la cámara de combustión, asociada directamente con las emisiones de NO_x. En la siguiente gráfica se muestra la evolución de dicha temperatura.

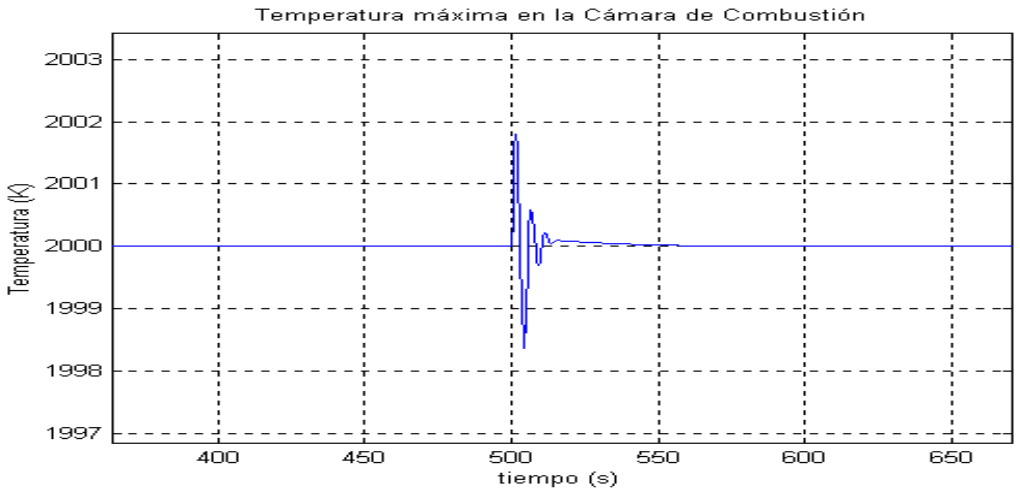

Figura 5.8

Se observa como la variación producida por la perturbación está muy controlada. Apenas se resiente la temperatura máxima, algo que es muy importante debido a que el control sobre las emisiones de NO_x debe ser muy exquisito, ya que pequeños aumentos de la temperatura hacen que las emisiones se disparen.

Para conseguir dicho control se ha hecho uso del ya comentado vapor. El gasto del mismo evoluciona como se muestra en la siguiente figura.

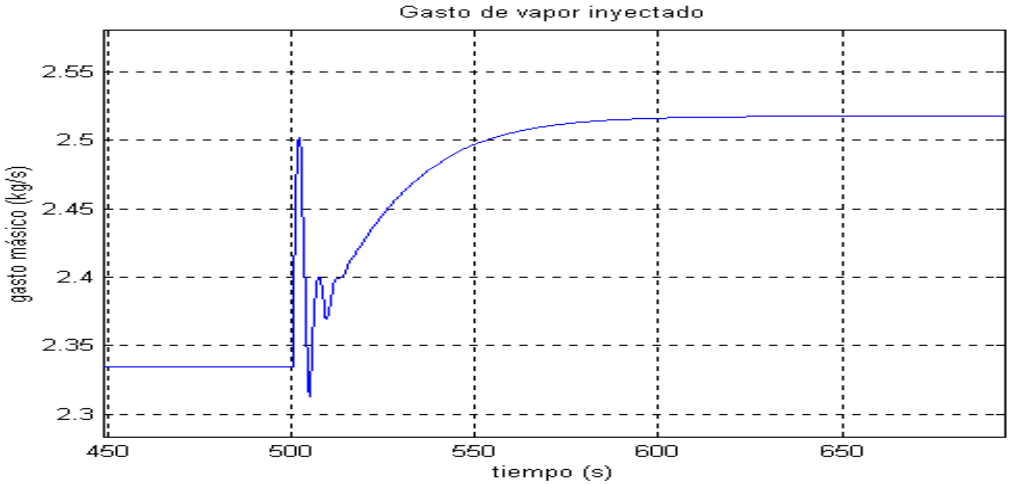

Figura 5.9

Como se ve el resultado en principio parecería contradictorio. Una bajada del gasto de combustible parece que debe implicar una caída en la temperatura máxima en la cámara de combustión y la consecuente disminución del gasto de vapor necesario para el control de la temperatura. Pero en este caso se produce lo contrario, una disminución del gasto de combustible, provoca un aumento de la inyección de vapor necesaria.

Para hallar una explicación a este fenómeno, habrá que determinar qué causa el aumento de la temperatura máxima ante una disminución del combustible consumido. Para empezar vemos que es lo que realmente ocurre con el dosado:

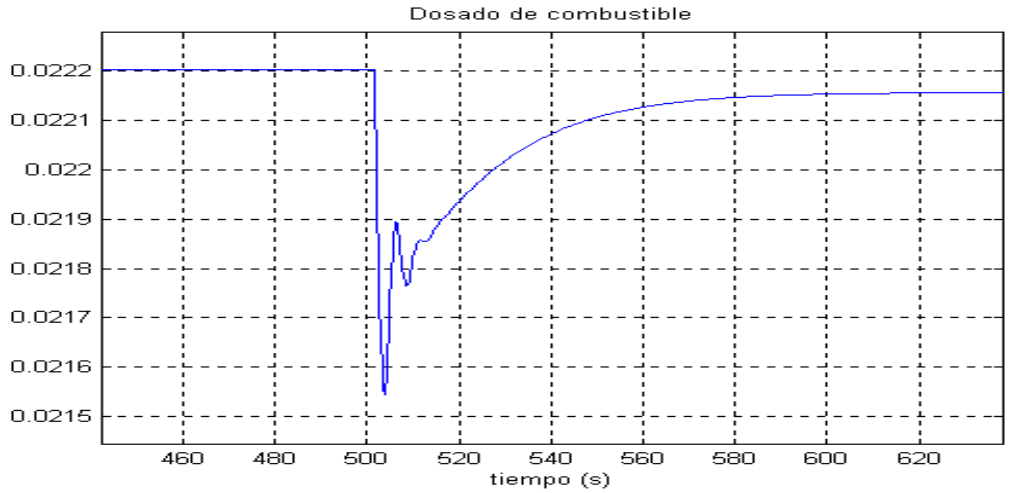

Figura 5.10

En principio una disminución del gasto de combustible y de aire pueden provocar una variación en el dosado. Un hipotético aumento del dosado podría explicar el aumento de temperatura máxima en la cámara de combustión, pero este no es el caso ya que el dosado incluso es ha visto reducido.

Por ello la explicación habrá que buscarla en otro lugar. Tendría sentido que el aumento de la temperatura viniera provocado a su vez por un aumento en la temperatura de entrada en la cámara, lo que equivale a decir en el escape del compresor. En la siguiente gráfica se muestra la evolución de la temperatura de escape del compresor.

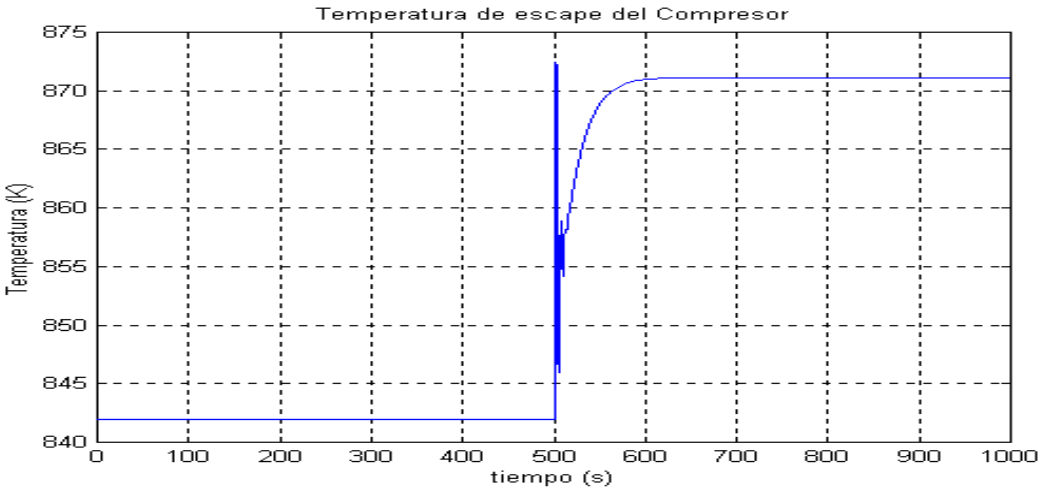

Figura 5.11

Se puede observar como efectivamente se ha producido un aumento importante de la temperatura de escape del compresor, del orden de 30 K. Esta debe ser efectivamente la causa de la necesidad de aportar mas vapor para controlar les emisiones de NO_x.

Pero cabe ahora plantarse por que la variación en la demanda de potencia hace aumentar la temperatura de escape del compresor. La explicación parece lógica.

Al salir el compresor de su punto de diseño se producirá en principio una caida en el rendimiento del mismo. Lo vemos en la siguiente figura:

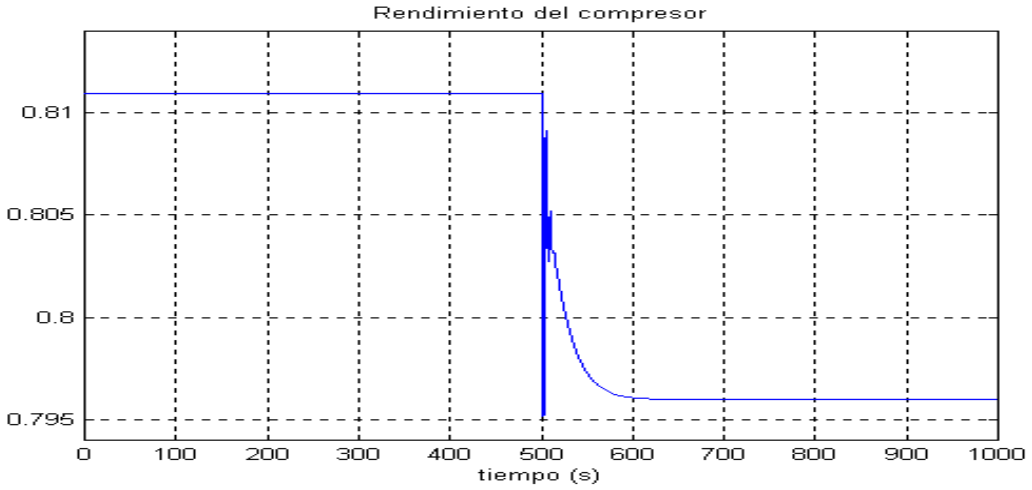

Figura 5.12

Se observa claramente este fenómeno. Incluso la penalización es bastante importante. El comportamiento oscilatorio de la respuesta del compresor es inicio de los otros comportamientos de este tipo:

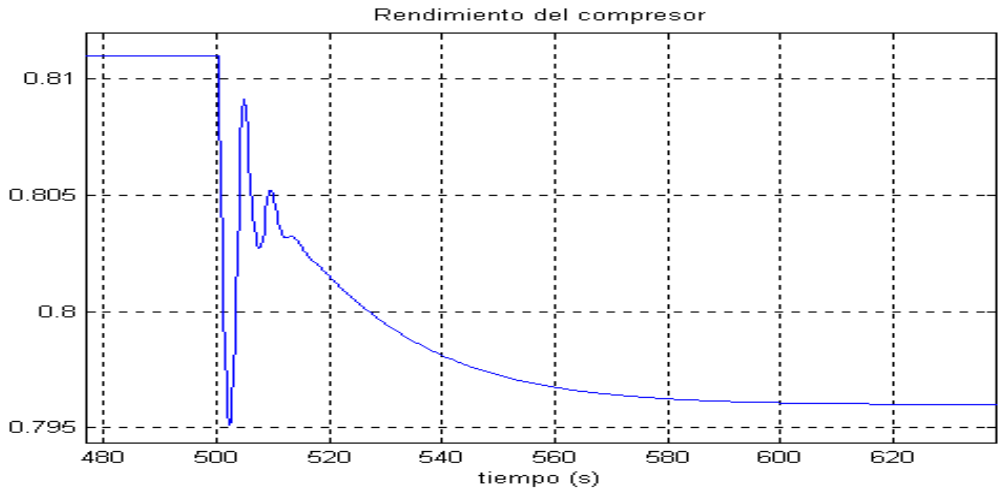

Figura 5.13

Como vemos en la figura siguiente, la relación de compresión también se ve afectada por la variación del punto de funcionamiento.

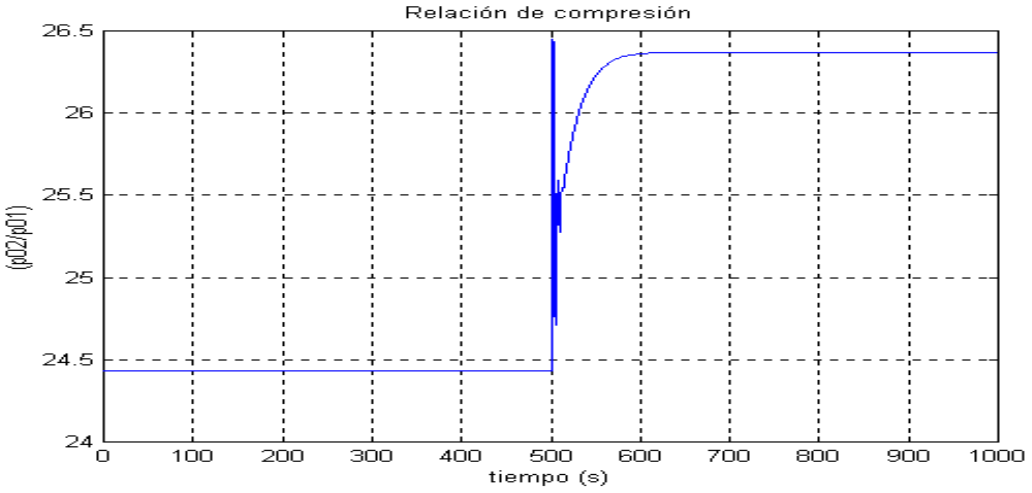

Figura 5.14

Como es lógico, teniendo en cuenta las formas de la curva de funcionamiento del compresor, la relación de compresión aumenta al haber disminuido el gasto másico de aire.

Otra de las variables fundamentales a tener en cuenta es la temperatura de entrada en la turbina. Su evolución se muestra en la siguiente figura.

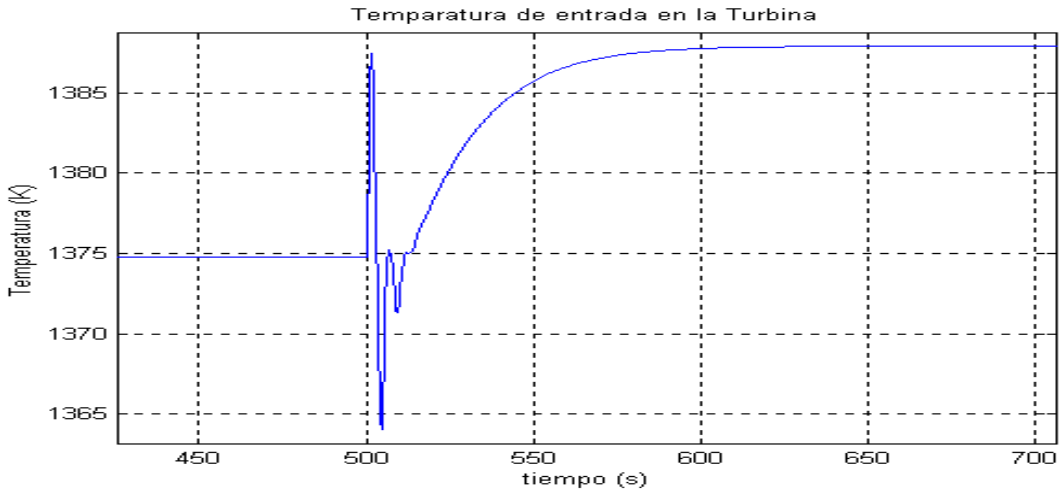

Figura 5.15

La evolución es lógica, tras el comportamiento oscilatorio asociado a la adecuación a las nuevas condiciones de funcionamiento, la temperatura queda establecida en un nivel superior al anterior debido fundamentalmente a la caída en el rendimiento del compresor.

A la vista de la figura anterior tendría sentido plantearse si la temperatura de entrada a la turbina no debe de tener establecido un nivel máximo. En sitema de regulación actuaría de una manera sencilla, una vez alcanzado dicho nivel máximo se

cortaría la inyección de combustible, no siendo capaz la máquina a partir de ese moento de seguir cumpliendo con algunos de los requisitos impuestos desde el exterior. Es decir, si una vez alcanzada la temperatura máxima en la admisión de la turbina, se pretende seguir suministrando la potencia solicitada, no se podrá mantener el nivel de temperatura de los gases de escape, no satisfaciendose así las necesidades de energía térmica de la caldera de recuperación.

Si por el contrario, se pretende mantener las necesidades de la caldera de recuperación evidentemente no se podrá seguir satisfaciendo la potencia total requerida.

Como conclusión se obtiene que la temperatura de admisión a la turbina introduce un límete más en las condiciones de funcionamiento de la máquina.

La experiencia con el modelo diseñado ha puesto de manifiesto el hecho de que la inclusión del límite para la temperatura de admisión de la turbina, ralentiza demasiado el funcionamiento del modelo, debido a que debería de actuar tanto sobre el gasto de aire como el de combustible, en función, sobre todo, de si se pretende regular por potencia o por temperatura de escape.

Además se pone de manifiesto el hecho de los límetes funcionamiento impuestos por el compresor son más restrictivos, que el que se impondría por la temperatura de admisión a la turbina, no alcanzandose valores superiores, para temperatura de admisión, a los soportables en la actualidad (1500K).

Por todo ello se decidio no incluir el limitador para temperatura de admisión a la turbina, quedando justificada esta decisión a la vista de resultados obtenidos en el conjunto de simulaciones aquí presentadas.

Para finalizar se muestra la evolución del rendimiento total de la máquina:

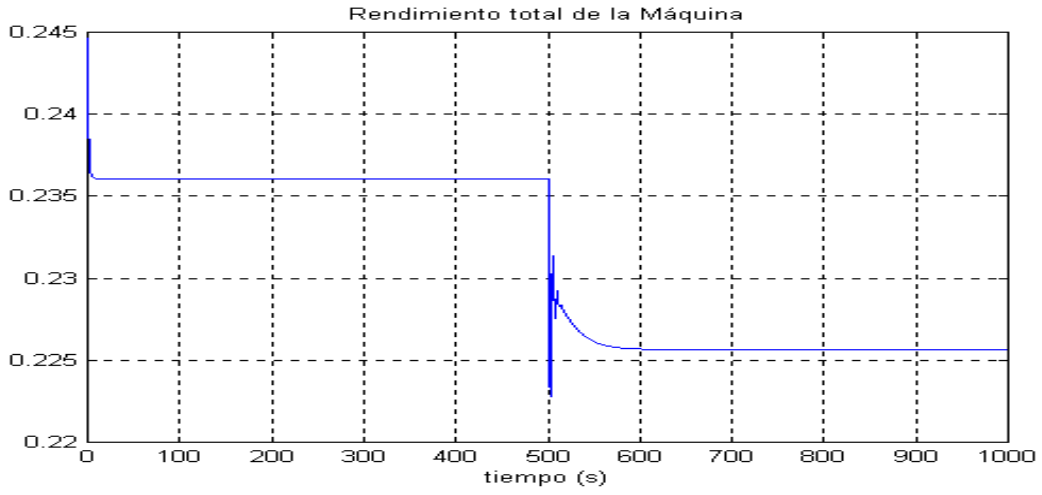

Figura 5.16

Esta ultima figura pone de manifiesto un hecho fundamental: ante una caída del 5% de la potencia demandada la disminución en la cantidad de combustible consumido, como se ha podido observar anteriormente, es muy pequeña, y eso es debido a que se ha producido paralelamente una caída importante en el rendimiento de la máquina.

Sería interesante destacar al terminar este primer análisis la buena respuesta del modelo ante las solicitaciones impuestas. Los comportamientos oscilatorios observados tienen unos ordenes de magnitud acordes con las características de amortiguamiento necesarias para el buen funcionamiento de un sistema tan delicado, desde el punto vista de la estabilidad, como es una turbina de gas.

Se ha conseguido un modelo que funciona relativamente bien y que se ajusta perfectamente ante las hipotéticas variaciones que externas que afecten a su funcionamiento.

En el siguiente apartado se hará un análisis del comportamiento de la máquina ante una variación de la demanda de potencia bastante mas severa, y que acarreará la aparición de unos problemas que no se han dado en ésta.

2. Descenso en un 10% de la potencia demandada.

La variación que tiene lugar en la potencia demandada se presenta en la siguiente gráfica:

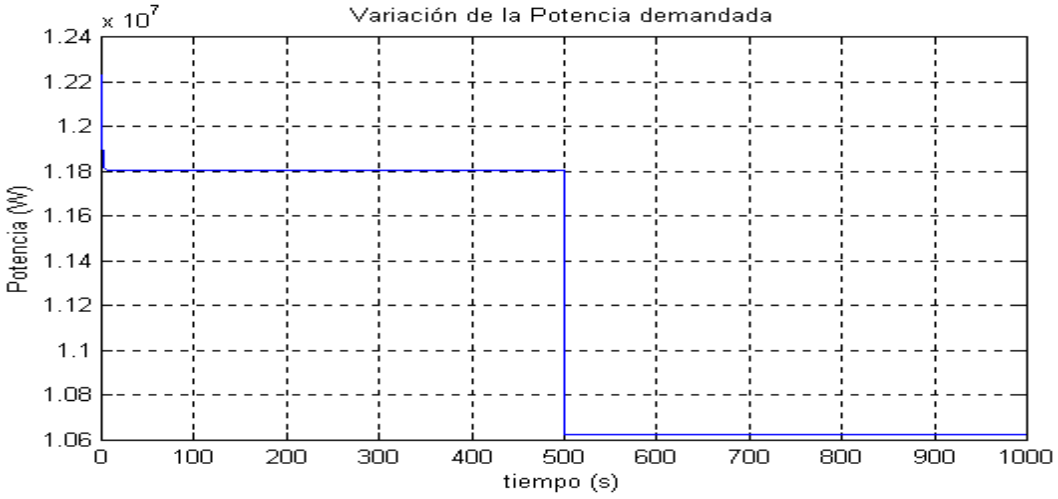

Figura 5.17

Como se hizo en el anterior caso se ve en la figura, se ha dejado evolucionar a la máquina durante 500 s antes de sufrir la correspondiente perturbación.

Después de la variación en la potencia a los 500 s de simulación, se dejará seguir funcionando a la máquina hasta que alcance de nuevo condiciones de régimen estacionario, por ello se deja correr hasta los 1000 s.

Los valores alcanzados por las variables de funcionamiento en la nueva situación se muestran en la siguiente tabla:

Variable	Valor	Unidad
Temperatura admisión al compresor	**300**	**K**
Presión admisión al compresor	**100000**	**Pa**
Humedad relativa de admisión	**30%**	**-**
Gasto másico de aire	**56,01**	**kg/s**
Gasto másico de combustible	**1,239**	**kg/s**
Gasto másico de vapor de inyección	**2,567**	**kg/s**
Poder calorífico del combustible	**40000000**	**J/kg**
Presión de escape de la turbina	**100800**	**Pa**
Rendimiento de la máquina	**22.20%**	**-**
Rendimiento del compresor	**79,10%**	**-**
Rendimiento de la turbina	**85,34%**	**-**
Potencia producida	**11.000.000**	**W**
Potencia producida turbina	**45.446.107**	**W**
Potencia consumida compresor	**34.446.107**	**W**
Temperatura escape del compresor	**879,52**	**K**
Temperatura entrada en la turbina	**1391,2**	**K**
Temperatura escape de la turbina	**777,6**	**K**
Temperatura máxima C.combustión	**2000**	**K**

Tabla 5.3

A continuación se mostrarán y comentarán las variaciones sufridas por las variables principales de funcionamiento, como consecuencia de la perturbación sufrida por el sistema.

Al igual que antes, el sistema de regulación comenzará disminuyendo el gasto de combustible inyectado en la cámara de combustión. Con ello se consigue reducir el salto entálpico en la turbina de expansión y consecuentemente reducir la potencia producida por la máquina.

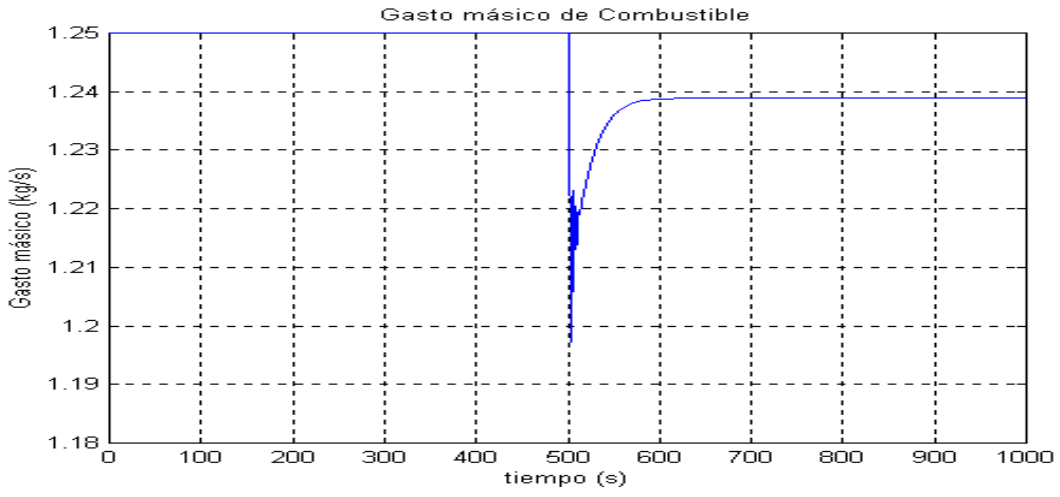

Figura 5.18

La variación en la inyección de combustible provoca la consecuente variación en la potencia producida por la máquina. La misión del sistema de regulación en este sentido es que la potencia producida por la máquina se ajuste, en la medida de lo posible, a la potencia que le es demandada desde el exterior. En la siguiente figura se muestran ambas, potencia producida y demandada.

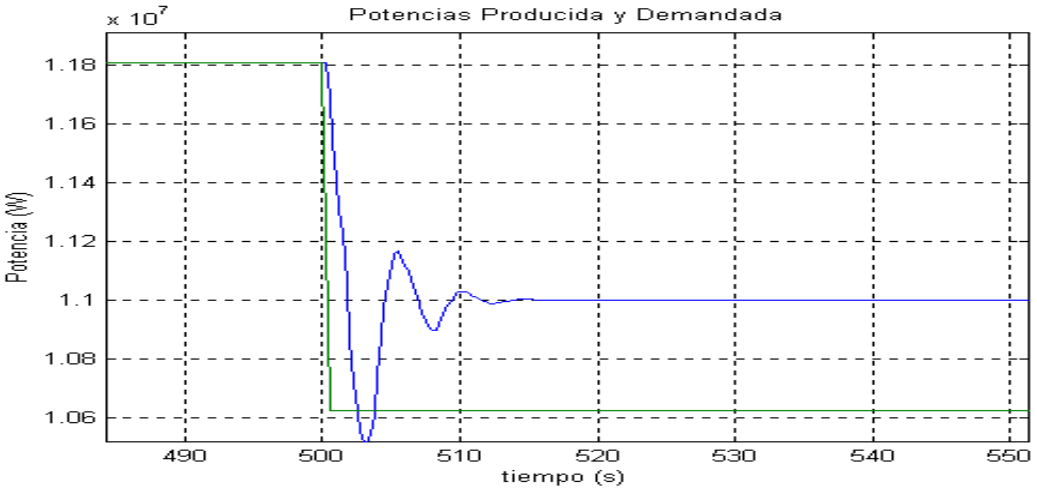

Figura 5.19

El ajuste de la potencia producida y demandada no se ha producido en este caso. Se observa cómo la potencia que da la máquina ha quedado limitada a un valor mínimo. Este es el efecto que produce el sistema de regulación para evitar la aparición del bombeo.

Como ya se comentó en el capítulo del sistema de regulación, para evitar la aparición del fenómeno del bombeo el sistema actúa limitando la potencia mínima que puede producir la máquina por debajo de la cual es muy probable que se produzcan fenómenos de inestabilidad asociados al bombeo.

Para ilustrar esto se muestra en la siguiente figura la evolución del punto de funcionamiento del compresor:

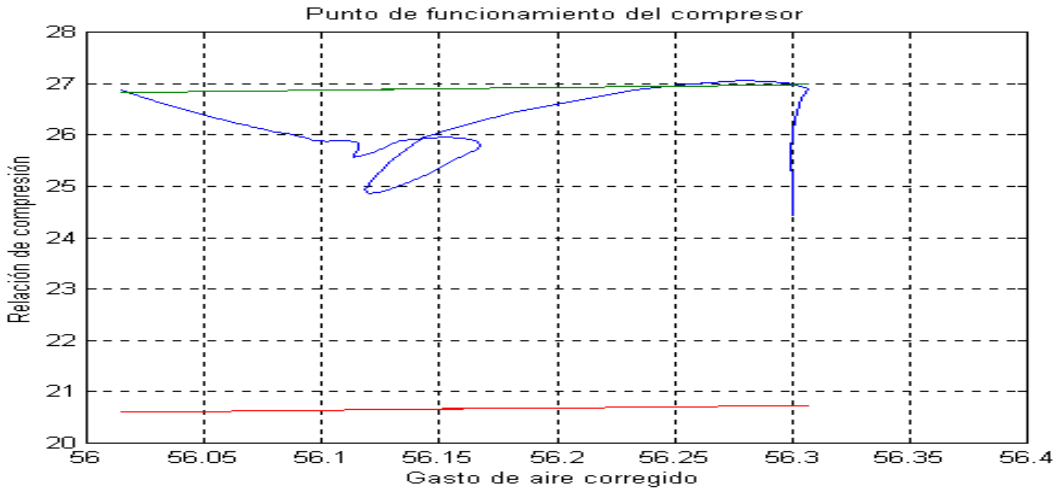

Figura 5.20

En la anterior figura la línea azul corresponde a la evolución del punto de funcionamiento, mientras que las líneas verde y roja marcan las zonas límite de bombeo y bloqueo respectivamente.

El punto inicial de funcionamiento es el correspondiente al comienzo de la línea azul por la derecha. El nuevo punto de funcionamiento estacionario corresponde al de dicha línea situado mas a la izquierda. Se ve claramente como actúa el sistema de regulación haciendo que el punto de funcionamiento se ajuste lo mejor posible a las limitaciones del compresor.

Esta figura pone de manifiesto la existencia de un punto inferior de funcionamiento por debajo del cual la máquina estudiada no puede funcionar.

Por lo tanto todas las variables de funcionamiento se adaptaran a esta nueva situación en la que la máquina no puede seguir reduciendo la potencia que es capaz de producir.

Siguiendo el orden establecido en el anterior caso estudiado se verá a continuación como se reduce el gasto de aire que atraviesa el compresor para compensar así la caída de la temperatura del escape.

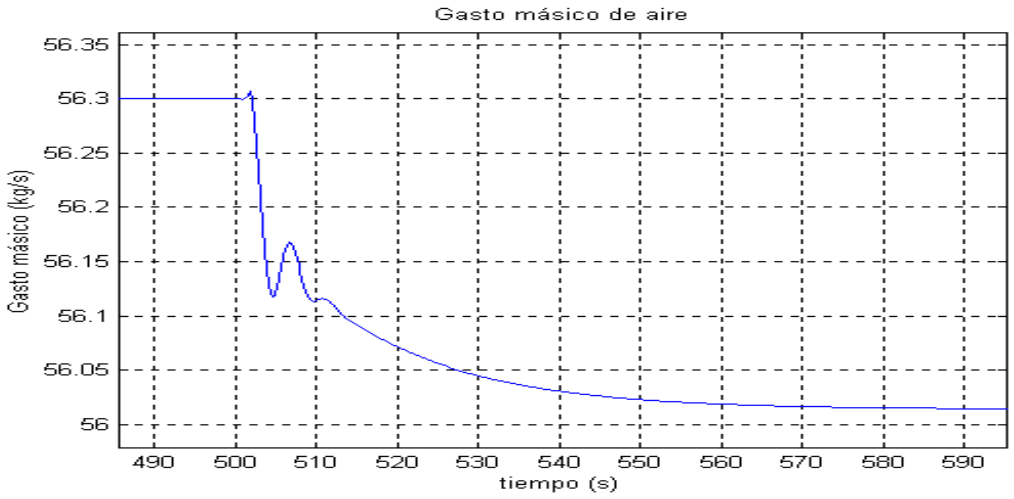

Figura 5.21

Como consecuencia de dicha reducción en el gasto de aire, la temperatura de escape de la turbina evoluciona de la siguiente forma:

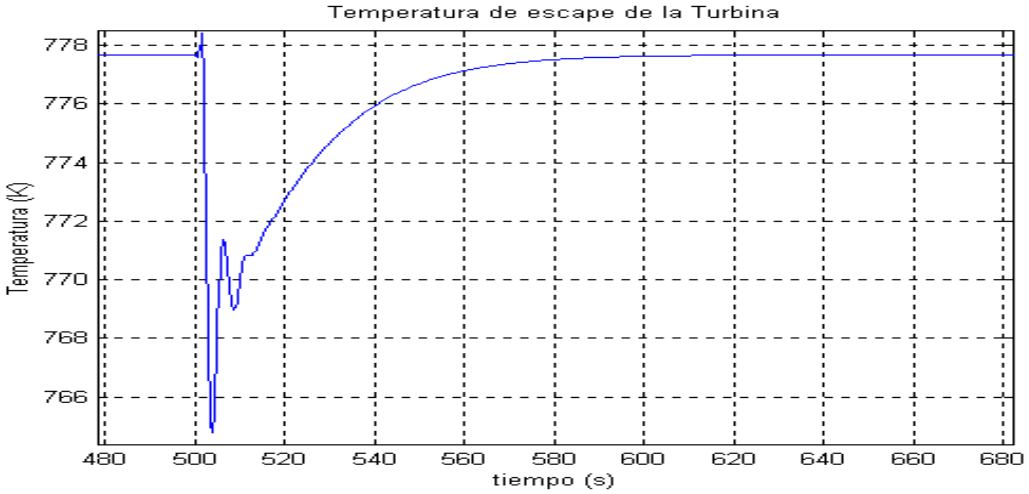

Figura 5.22

De nuevo el comportamiento de la máquina es el esperado, ante la disminución inicial en la temperatura de escape el sistema de regulación actuando sobre el aire de admisión consigue que el ajuste de la temperatura al valor de consigna es el adecuado.

Se plantea ahora la evolución de la temperatura máxima en la cámara de combustión:

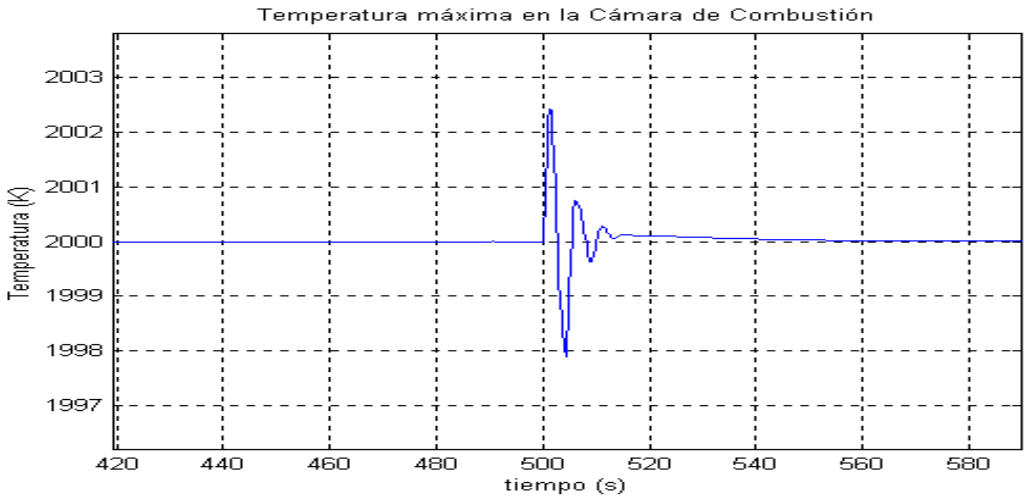

Figura 5.23

Se observa claramente cómo las variaciones de temperatura son, en este caso, mayores, pero no llegando a ser lo suficientemente grandes como para que las emisiones de NO_x sean excesivas.

El gasto de vapor inyectado se muestra en la siguiente figura:

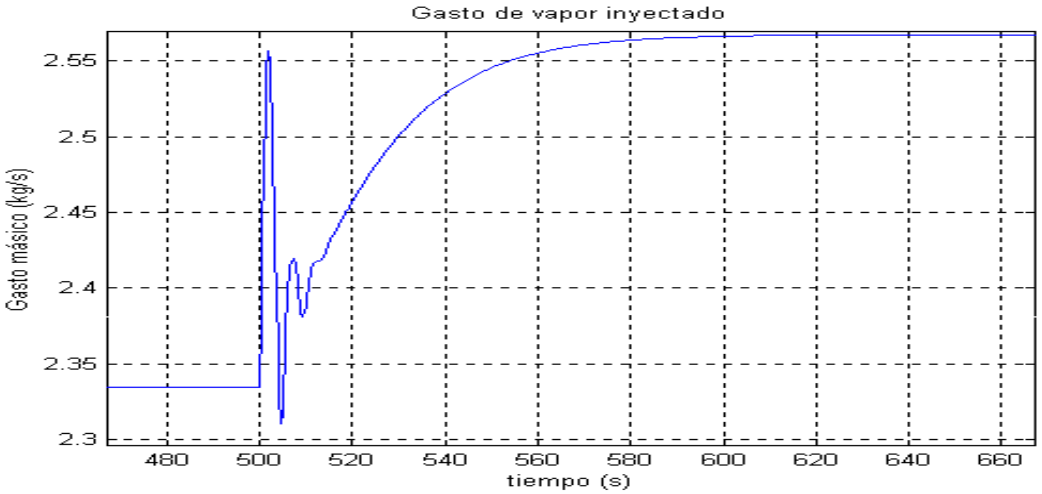

Figura 5.24

El comportamiento en general como se ve es el mismo de antes, ante una disminución en gasto de combustible se produce un aumento de la temperatura máxima en la cámara de combustión que lleva asociado un gasto de vapor mayor. Esto, como fue justificado en el caso anterior, será debido a la caída en el rendimiento del compresor, que provoca a su vez un aumento en la temperatura de escape del mismo.

En las siguientes figuras se pone de manifiesto todo lo expuesto:

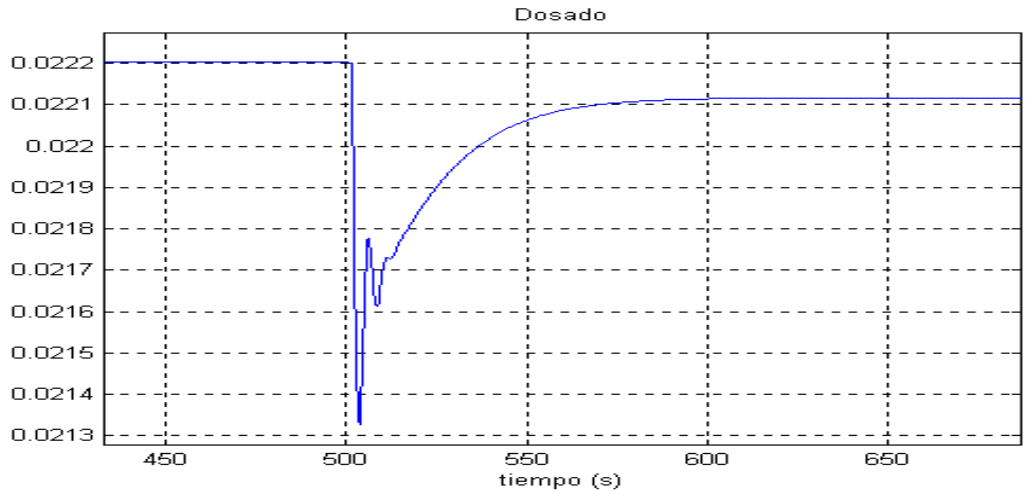

Figura 5.25

Como se observa de nuevo, el dosado de combustible de nuevo se reduce, con lo que no se podría responsabilizar a este del aumento de la temperatura máxima. Por lo tanto este aumento de temperatura se debe de nuevo a la caída del rendimiento del compresor.

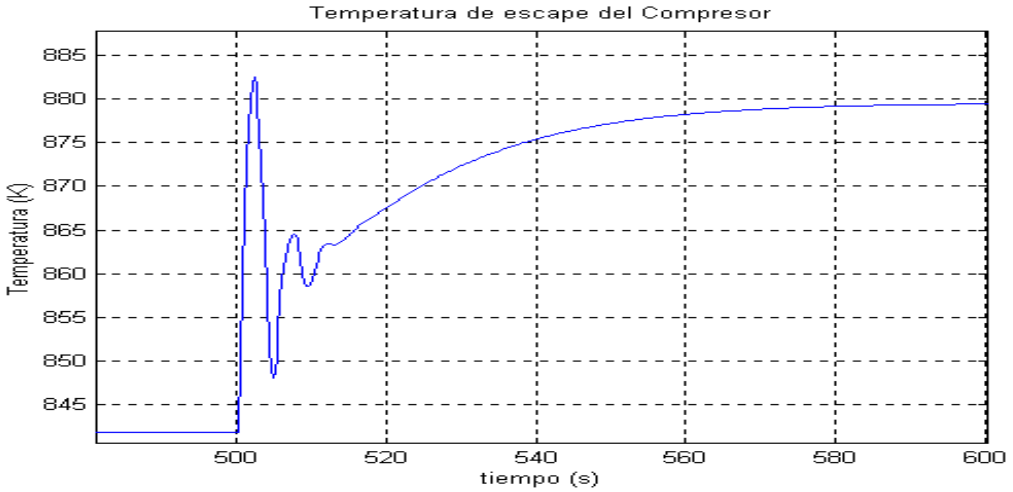

Figura 5.26

Lógicamente se ha producido en este caso un aumento de temperatura mayor que en el co anterior debido, como se sabe, a una caída también más pronunciada en el rendimiento del compresor.

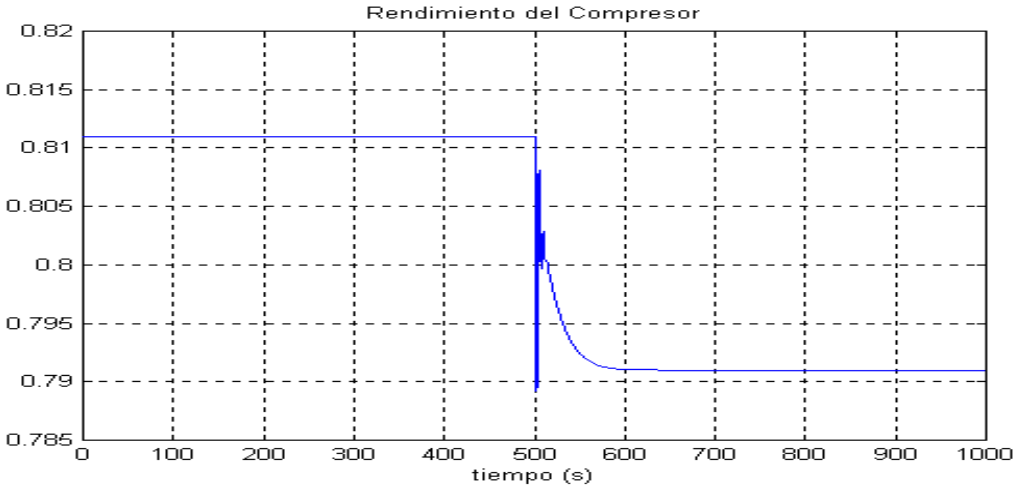

Figura 5.27

La relación de compresión también se ve afectada por las variaciones en el punto de funcionamiento:

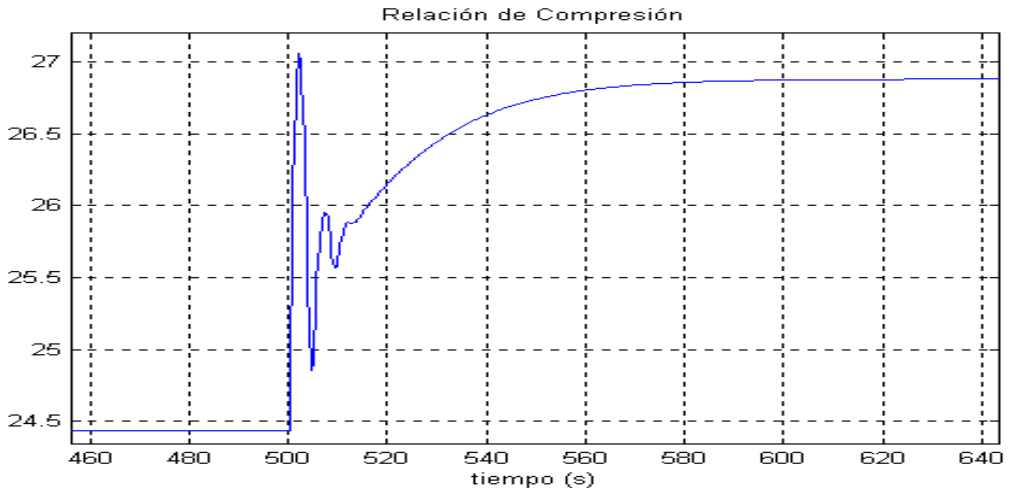

Figura 5.28

La figura siguiente muestra la variación sufrida por la temperatura de admisión a la turbina:

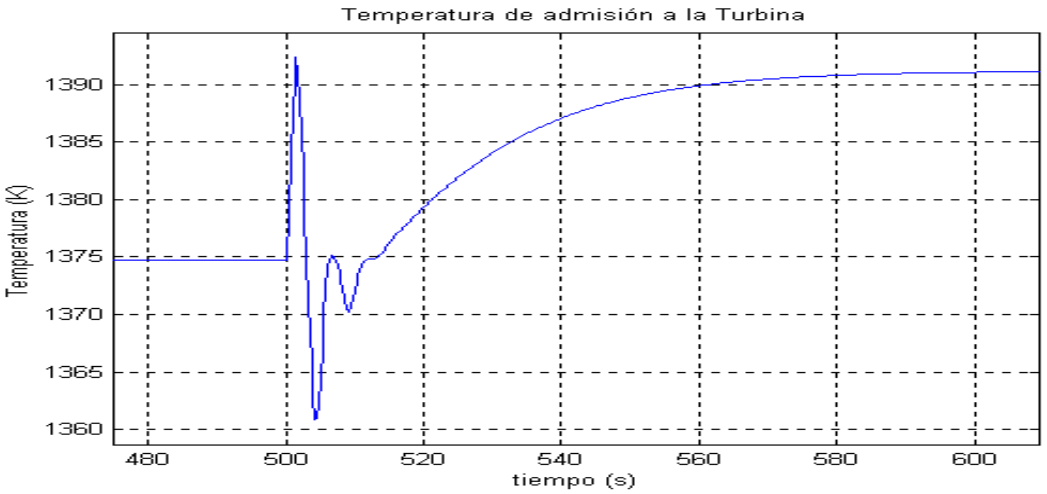

Figura 5.29

Para terminar con este caso se muestra la evolución del rendimiento total de la máquina lo pondrán de nuevo de manifiesto la razón por la cual una variación tan importante de la demanda de potencia no se ve reflejada por una caída equivalente en la inyección de combustible.

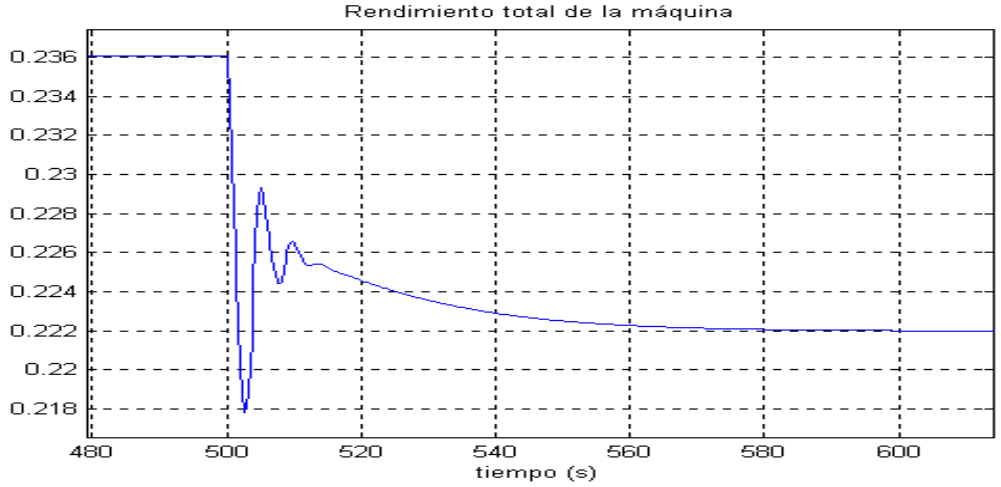

Figura 5.30

Como resumen poner de manifiesto la eficacia del sistema de regulación en su cometido de evitar la entrada del punto de funcionamiento del compresor en la zona de bombeo. Insistir en el hecho de que la Turbina de Gas tiene un límite inferior de funcionamiento, lo cual pone de manifiesto lo ya conocido sobre la relativa poca elasticidad de las turbomáquinas cuando salen del punto de diseño.

Evidentemente el siguiente apartado visto lo ocurrido, carece de sentido ya que la respuesta de la máquina va a ser exactamente la misma, ya que si no es capaz de bajar del 10% tampoco lo será para el 15%

3. Descenso en un 15% de la potencia demandada.

La variación que tiene lugar en la potencia demandada se presenta en la siguiente gráfica:

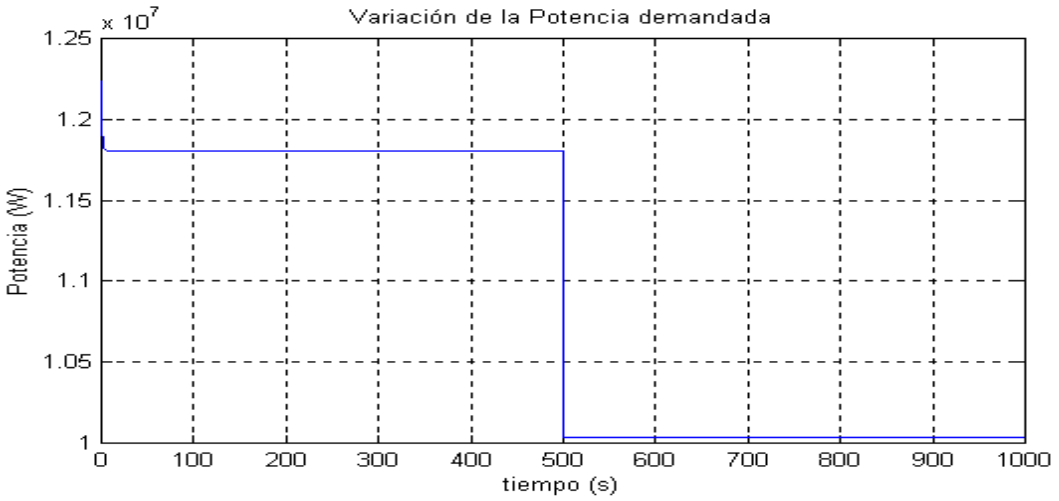

Figura 5.31

La variación del valor de las variables de funcionamiento en este caso será el mismo que en el caso anterior.

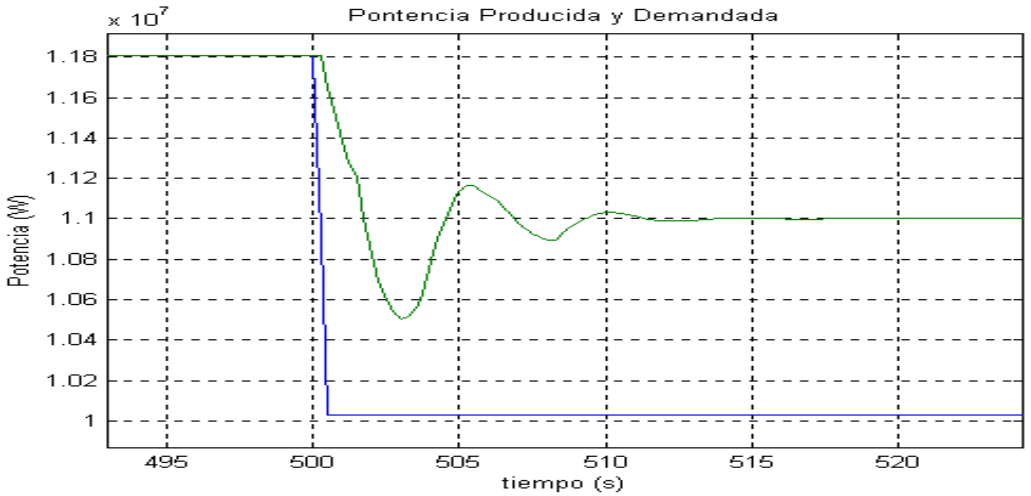

Figura 5.32

Se observa como la respuesta de la máquina queda de nuevo limitada al mismo nivel anterior con lo que el comportamiento del resto de variable será exactamente igual que en el caso anterior.

4. Aumento en un 5% de la potencia demandada.

La variación que tiene lugar en la potencia demandada se presenta en la siguiente gráfica:

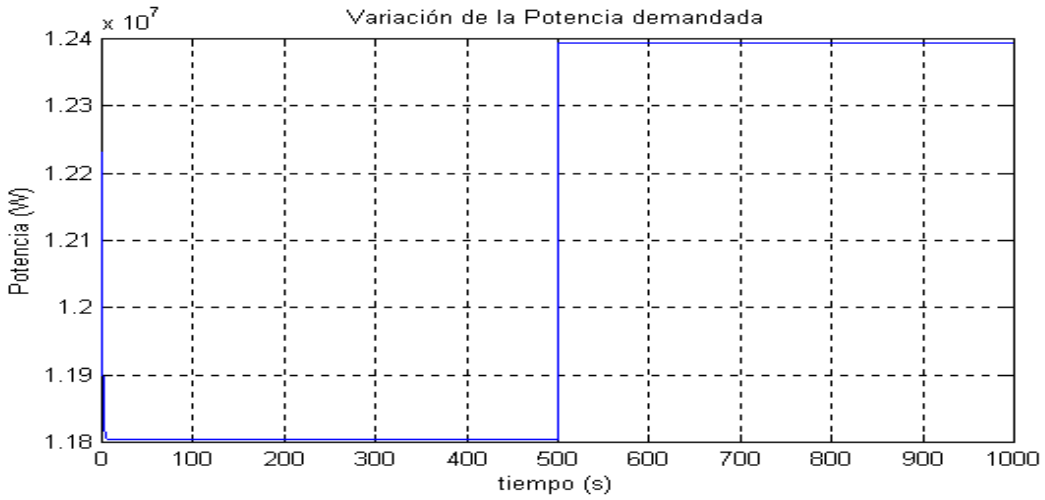

Figura 5.33

Los valores alcanzados por las variables de funcionamiento en la nueva situación se muestran en la siguiente tabla:

Variable	Valor	Unidad
Temperatura admisión al compresor	**300**	**K**
Presión admisión al compresor	**100000**	**Pa**
Humedad relativa de admisión	**30%**	**-**
Gasto másico de aire	**56,5**	**kg/s**
Gasto másico de combustible	**1,27**	**kg/s**
Gasto másico de vapor de inyección	**2,219**	**kg/s**
Poder calorífico del combustible	**40000000**	**J/kg**
Presión de escape de la turbina	**100800**	**Pa**
Rendimiento de la máquina	**24.31%**	**-**
Rendimiento del compresor	**81,83%**	**-**
Rendimiento de la turbina	**85,34%**	**-**
Potencia producida	**12.350.000**	**W**
Potencia producida turbina	**43.338.378**	**W**
Potencia consumida compresor	**30.988.378**	**W**
Temperatura escape del compresor	**819,75**	**K**
Temperatura entrada en la turbina	**1370,3**	**K**
Temperatura escape de la turbina	**783,36**	**K**
Temperatura máxima C.combustión	**2000**	**K**

Tabla 5.4

De nuevo se mostrarán y comentarán las variaciones sufridas por las variables principales de funcionamiento, como consecuencia de la perturbación sufrida por el sistema.

Ante la perturbación producida, aumento del nivel de potencia demandada, el sistema de regulación comenzará aumentando el gasto de combustible inyectado en la cámara de combustión. Con ello se consigue aumentar el salto entálpico en la turbina de expansión y consecuentemente aumentar la potencia producida por la máquina.

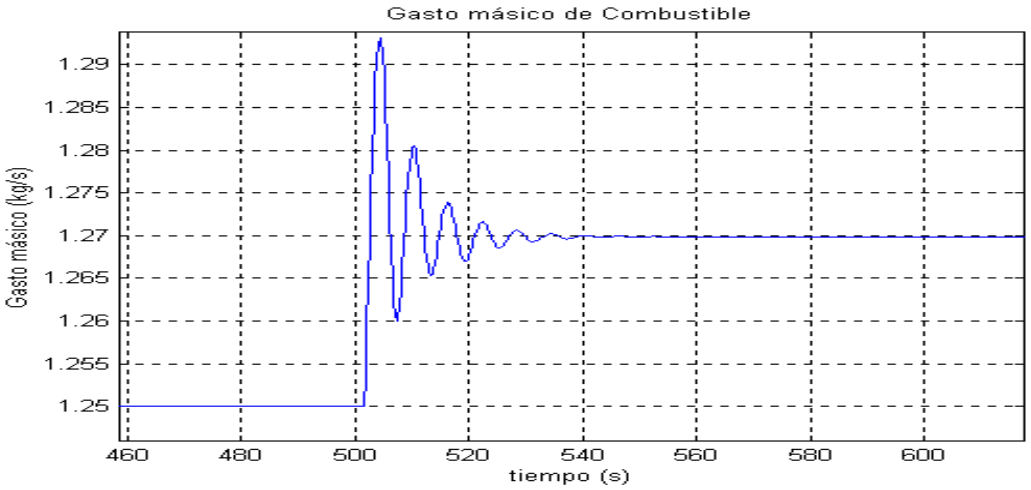

Figura 5.34

El carácter oscilatorio de dicha respuesta está asociado a la utilización de controladores PID. La frecuencia y amplitud de dicha respuesta dependerá de la sintonización de dichos controladores.

La variación en la inyección de combustible provoca la consecuente variación en la potencia producida por la máquina. En la siguiente figura se muestran ambas, potencia producida y demandada.

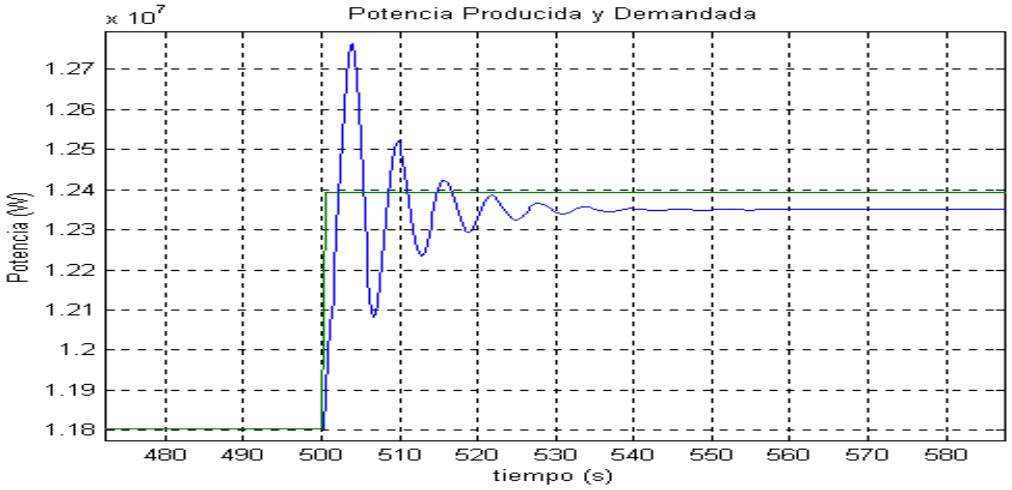

Figura 5.35

En la anterior figura la línea verde corresponde a la potencia demandada, mientras que la línea azul corresponde a la producida por la máquina.

El ajuste de la potencia producida y demandada no se ha producido en este caso. Se observa como la potencia que da la máquina ha quedado limitada a un valor máximo. Este es el efecto que produce el sistema de regulación para limitar el funcionamiento por debajo del punto de bloqueo del compresor.

Si no actuara el sistema el compresor se bloquearía alcanzándose la velocidad del sonido en algún punto del mismo. En la siguiente figura se muestra la evolución del punto de funcionamiento del compresor.

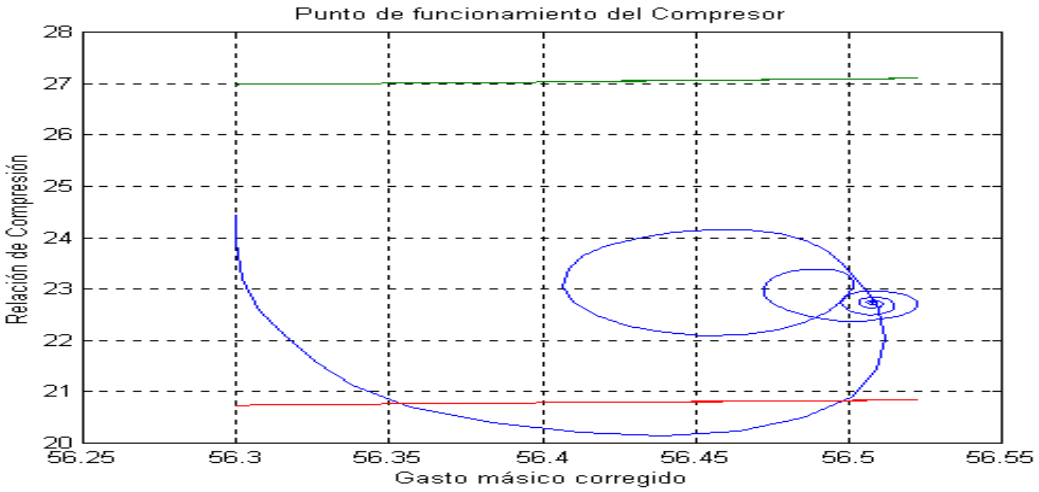

Figura 5.36

En la anterior figura la línea azul corresponde a la evolución del punto de funcionamiento, mientras que las líneas verde y roja marcan las zonas límite de bombeo y bloqueo respectivamente.

El punto inicial de funcionamiento es el correspondiente al comienzo de la línea azul por la izquierda. El nuevo punto de funcionamiento estacionario corresponde al de dicha línea situado mas a la derecha, donde se produce la espiral correspondiente a las oscilaciones del régimen transitorio. Se ve claramente como actúa el sistema de regulación haciendo que el punto de funcionamiento se ajuste lo mejor posible a las limitaciones del compresor.

En cierto momento, como se ve se atraviesa la línea de bloqueo. Pero el tiempo correspondiente a dicho intervalo es despreciable.

Esta figura pone de manifiesto la existencia de un punto superior de funcionamiento por encima del cual la máquina estudiada no puede funcionar.

Así pues, todas las variables de funcionamiento se adaptarán a esta nueva situación en la que la máquina no puede seguir aumentando la potencia que es capaz de producir.

La consecuencia lógica de un aumento en la inyección de combustible es un aumento en la temperatura de escape de la turbina. Se observa en la siguiente figura.

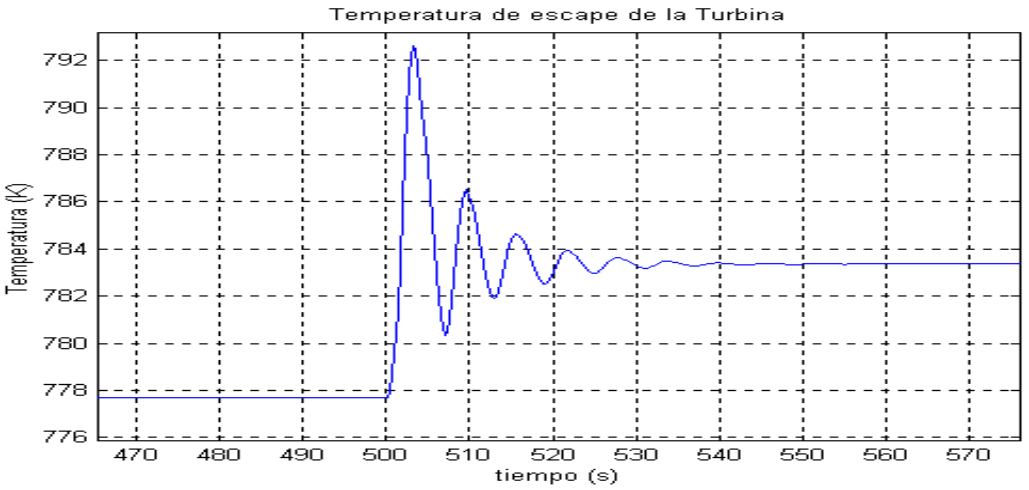

Figura 5.37

La temperatura queda por encima por encima del valor de consigna, lo cual no representa ningún problema de cara al funcionamiento completo de la central de ciclo combinado, ya que en un momento dado el exceso de nivel térmico en los gases de escape de la turbina de gas se puede compensar mediante una reducción en caudal de gases que entra en la caldera de recuperación. Así el comportamiento de flujo de aire de alimentación se representa en la siguiente figura.

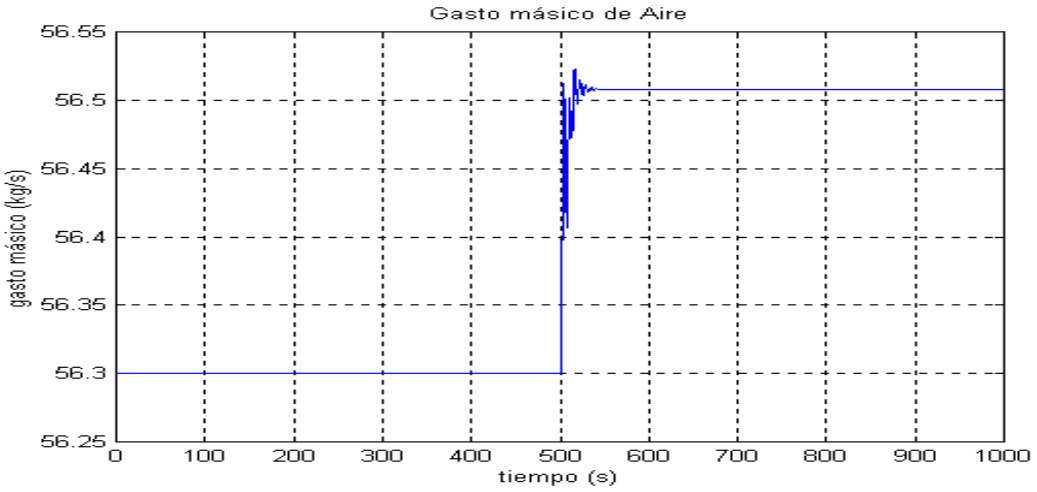

Figura 5.38

Se observa como el gasto de aire queda limitado a un nivel máximo por encima del cual el compresor se bloquea. Por ello el sistema de regulación no puede seguir actuando para llevar la temperatura de escape hasta el valor de consigna. De todas formas, como ya se ha comentado anteriormente, esto no representa un problema importante.

Siguiendo la secuencia lógica anteriormente establecida se presenta en la siguiente figura la evolución de la temperatura máxima en la cámara de combustión, asociada con las emisiones de NO_x.

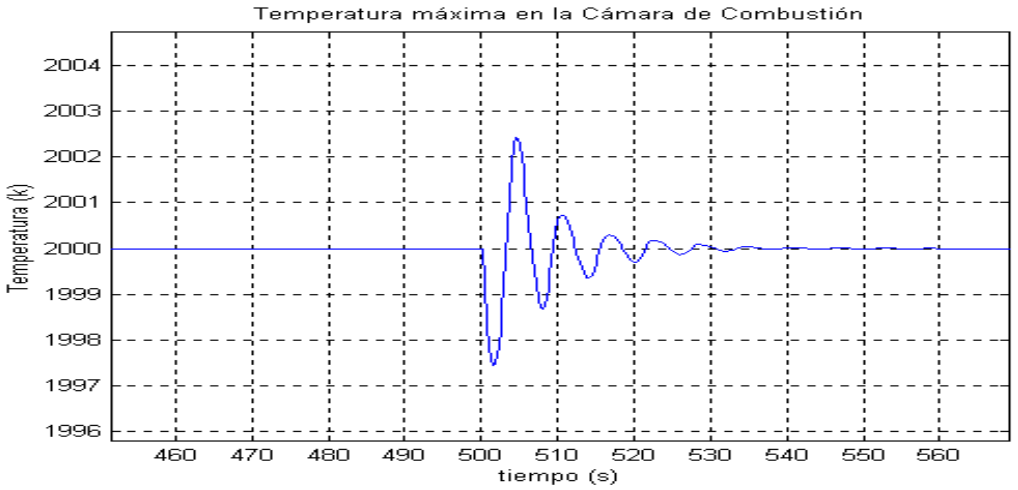

Figura 5.39

Los picos alcanzados en comportamiento transitorio no llegan ser de 2003 K lo cual es muy aceptable desde el punto de vista de las emisiones contaminantes por óxidos de nitrógeno. El vapor encargado del control de dicha temperatura evoluciona de la siguiente forma.

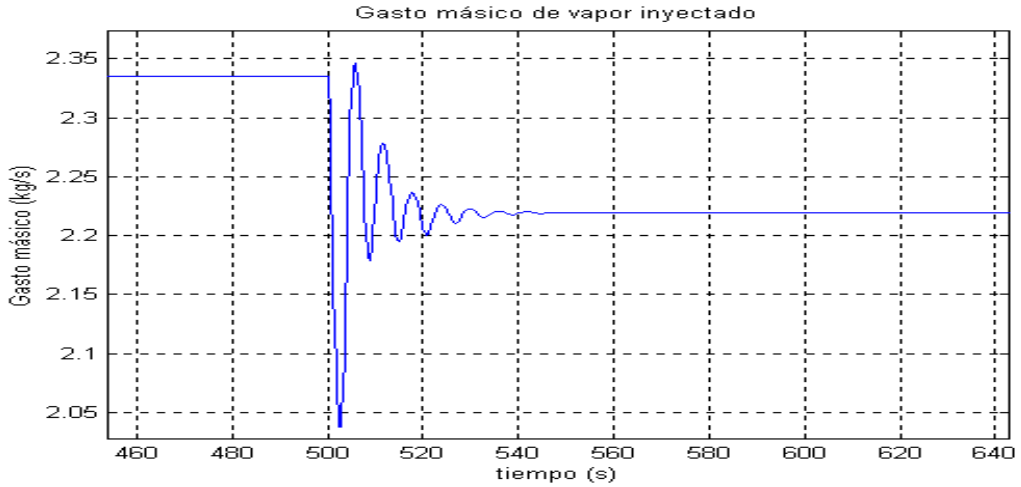

Figura 5.40

El resultado obtenido es totalmente distinto al obtenido en el caso en que se producen descensos en el nivel de potencia demandada. Entonces, descensos en combustible inyectado provocaban aumentos en la inyección de vapor. En este caso ocurre lo contrario, un aumento en el gasto de combustible parece lógico que acarree un aumento de temperaturas máximas, lo que llevaría consigo un aumento de la inyección de vapor. Pero no es así, se produce una bajada en el nivel de vapor necesario. Esto se encuentra de nuevo relacionado con el rendimiento del compresor.

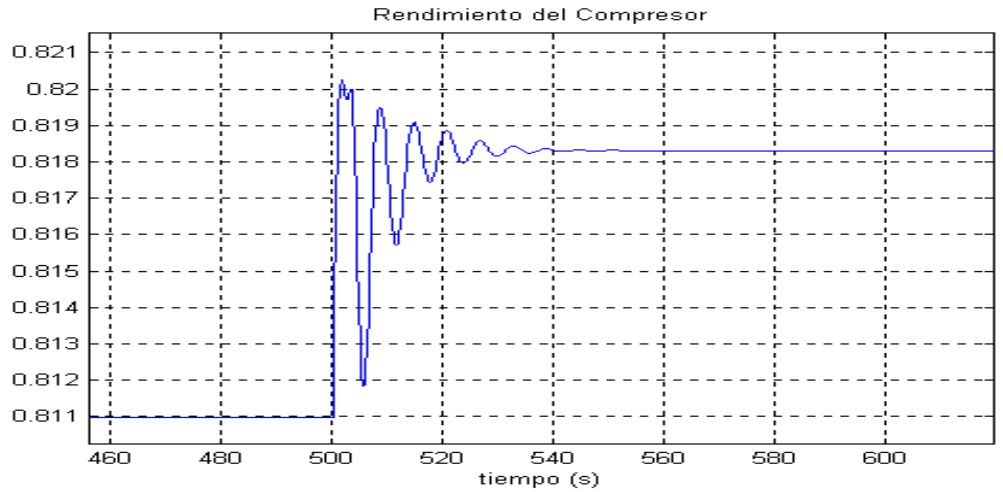

Figura 5.41

Efectivamente el aumento del rendimiento del compresor, determinado por las curvas características, hace que descienda la temperatura del escape del mismo reduciéndose así la temperatura en la entrada de la cámara de combustión.

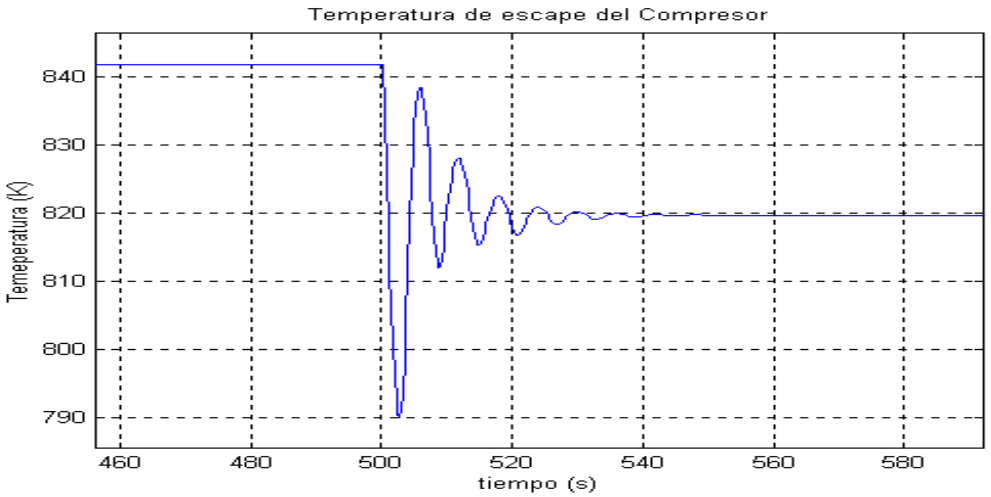

Figura 5.42

El descenso de temperatura es bastante acusado llegando a ser de aproximadamente 20 K.

La relación de compresión también se ve afectada:

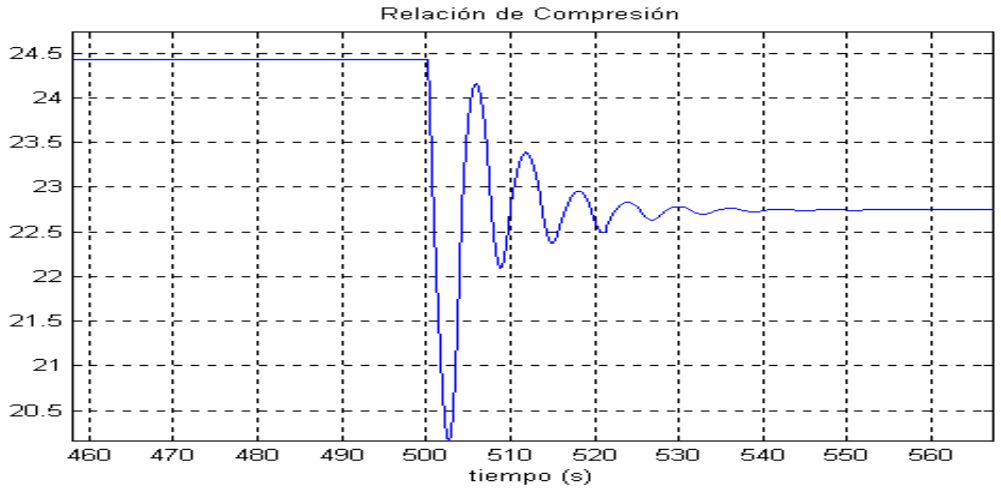

Figura 5.43

Como es lógico, teniendo en cuenta las formas de la curva de funcionamiento del compresor, la relación de compresión diminuye al haber aumentado el gasto másico de aire.

Otra de las variables fundamentales a tener en cuenta es la temperatura de entrada en la turbina. Su evolución se muestra en la siguiente figura.

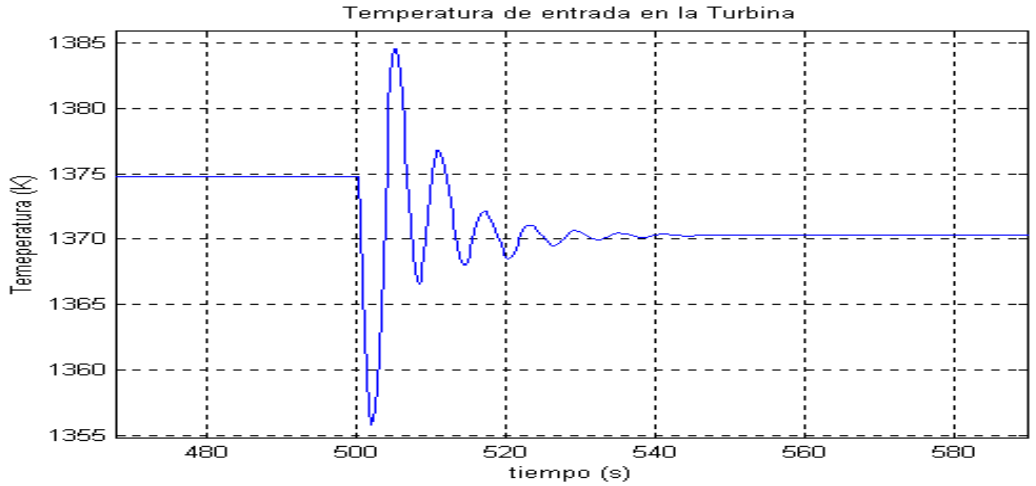

Figura 5.44

Para finalizar se muestra la evolución del rendimiento total de la máquina:

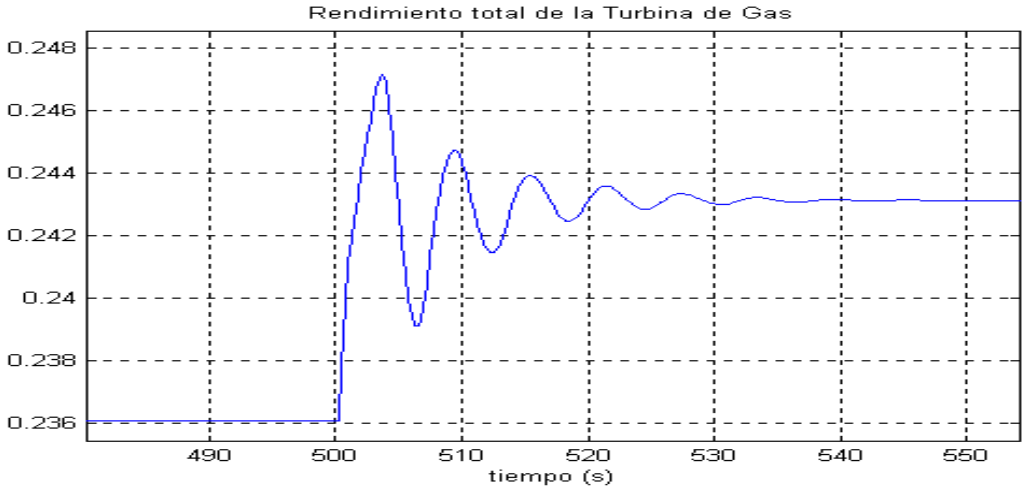

Figura 5.45

Esta ultima figura pone de manifiesto un hecho fundamental: ante un aumento del 5% de la potencia demandada el aumento en la cantidad de combustible consumido, como se ha podido observar anteriormente, es muy pequeña, y eso es debido a que se ha producido paralelamente un aumento importante en el rendimiento de la máquina.

En principio cabría preguntarse a la vista de este resultado, cómo se ha elegido el punto de funcionamiento. Se se observa que se ha conseguido producir más potencia y a la vez se ha aumentado el rendimiento total de la máquina, luego se produce más y mejor, pero el punto de funcionamiento se acerca mucho a la zona de inestabilidades. Por lo tanto este último no se debe de tomar como punto diseño para funcionar ya que aunque las condiciones de funcionamiento son más favorables, la máquina ve reducido su rango de trabajo, ya que se encuentra cerca de uno de sus límites de funcionamiento.

5. Aumento en un 10% de la potencia demandada.

La variación que tiene lugar en la potencia demandada se presenta en la siguiente gráfica:

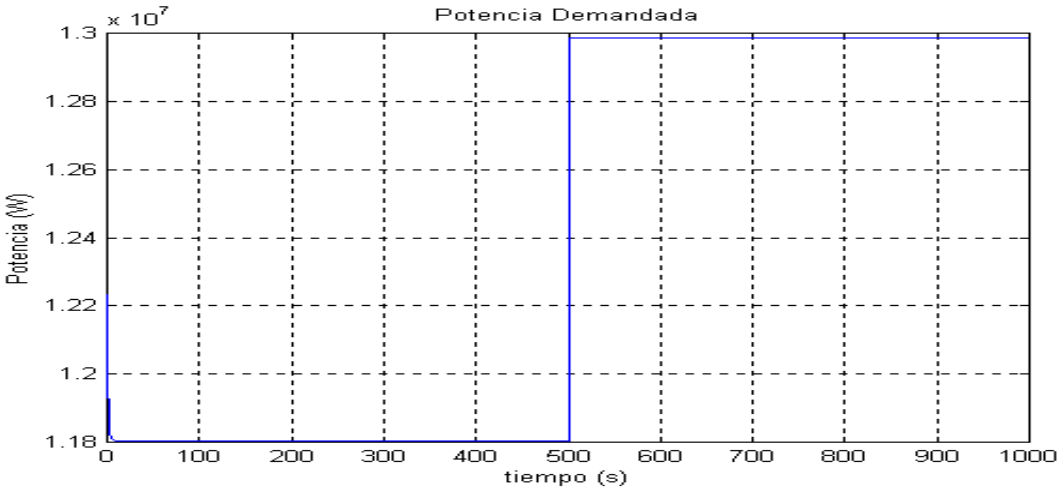

Figura 5.46

Evidentemente si la máquina no es capaz de dar respuesta a un aumento del 5% en la potencia demandada, tampoco lo será para un aumento del 10% por lo que carece de sentido estudiar de nuevo la variación de las variables de funcionamiento cuando el comportamiento va a ser exactamente igual al mostrado en el apartado anterior.

Lo mismo ocurre con el caso de la variación de un 15% en la demanda de potencia, por lo que ese caso tampoco será estudiado, debido a la similitud de los resultados con los del apartado anterior.

6. Aumento en un 10% de la energía térmica de los gases de escape.

En el caso concreto que se va a estudiar a continuación se pretende que la energía térmica transportada por la corriente de escape aumente. La forma en la que el sistema de regulación diseñado permite esto, haciendo posible que se siga manteniendo constante la potencia producida por la máquina, es variando el punto de consigna para la regulación de la temperatura de escape.

Así si se requiere aumentar la energía térmica de la corriente de escape se actuará sobre el sistema de regulación aumentando la temperatura de consigna en el escape. En este caso se requiere un aumento en dicha temperatura de aproximadamente 30K, pasando de los 777.68K iniciales a los 803.68K finales.

La secuencia seguida por el sistema de regulación será disminuir el gasto de aire en la cuantía necesaria para se produzca un ajuste a las nuevas condiciones. En la siguiente figura se muestra la variación que sufre la temperatura de escape de la máquina:

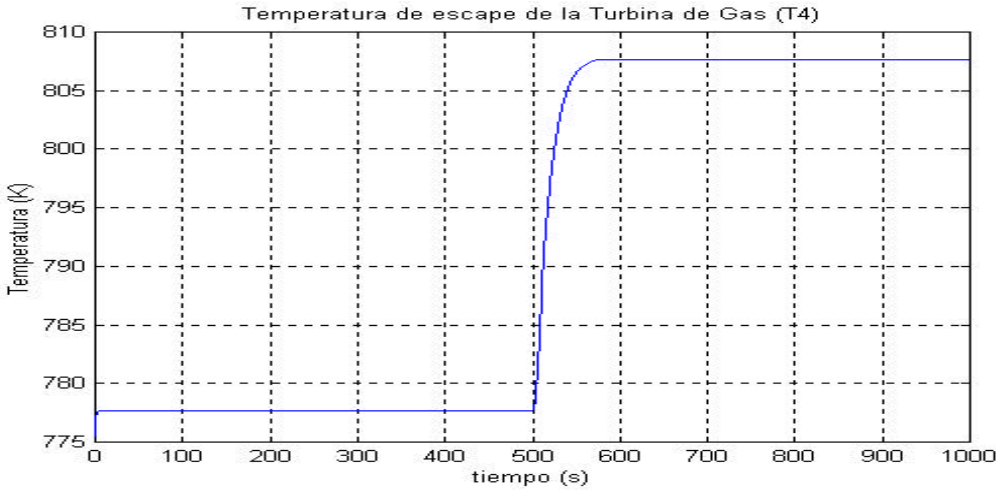

Figura 5.47

La variación de la energía transportada por la corriente de escape se muestra en la siguiente figura:

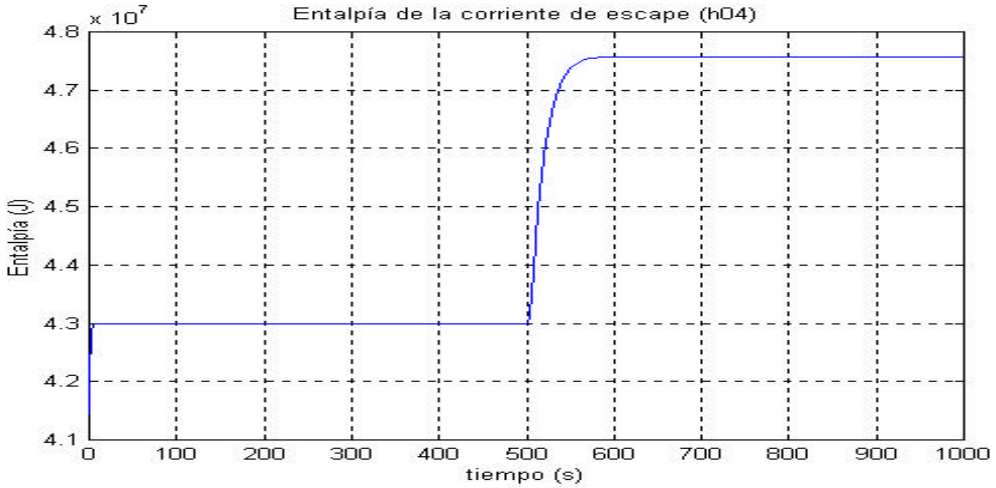

Figura 5.48

Como se puede observar se ha conseguido lo que se perseguía. Ahora la corriente de escape tiene la energía que desde la caldera de recuperación se le ha solicitado. Se ha conseguido pasar de los 43MJ iniciales hasta 47.56MJ finales.

La variación de temperatura lleva asociada la siguiente evolución del gasto de aire:

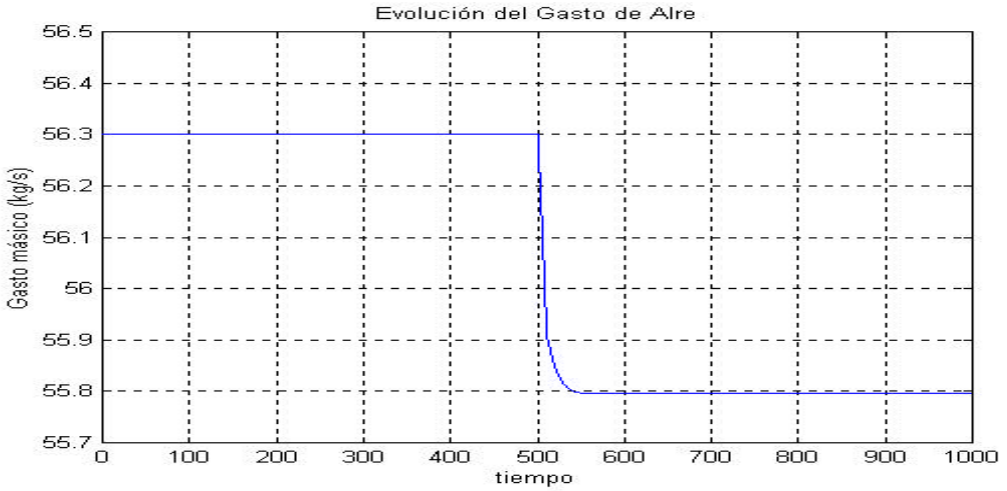

Figura 5.49

Una vez transcurrido el periodo en el que se produce el transitorio, en este caso poco pronunciado, las variables fundamentales de funcionamiento de la máquina alcanza los valores presentados en la siguiente tabla:

Variable	Valor	Unidad
Temperatura admisión al compresor	**300**	**K**
Presión admisión al compresor	**100000**	**Pa**
Humedad relativa de admisión	**30%**	**-**
Gasto másico de aire	**55.8**	**kg/s**
Gasto másico de combustible	**1.34**	**kg/s**
Gasto másico de vapor de inyección	**3.03**	**kg/s**
Poder calorífico del combustible	**40000000**	**J/kg**
Presión de escape de la turbina	**100800**	**Pa**
Rendimiento de la máquina	**22.09%**	**-**
Rendimiento del compresor	**76,82%**	**-**
Rendimiento de la turbina	**85,34%**	**-**
Potencia producida	**11.804.000**	**W**
Potencia producida turbina	**48.322.792**	**W**
Potencia consumida compresor	**36.518.566**	**W**
Temperatura escape del compresor	**915,7**	**K**
Temperatura entrada en la turbina	**1446,1**	**K**
Temperatura escape de la turbina	**807,6**	**K**
Temperatura máxima C.combustión	**2000**	**K**

Tabla 5.5

Como es lógico todas la variables de funcionamiento tendrán un intervalo de tiempo durante el cual se adecuarán a las nuevas condiciones de funcionamiento. A continuación se mostrarán de manera gráfica dichas variaciones.

Siguiendo con las variaciones introducidas decir que evidentemente a pesar de requerirse una mayor energía en la corriente de escape, también se ha de mantener la potencia producida por la máquina. Como el sistema de regulación a actuado primeramente reduciendo el gasto de aire, lógicamente deberá contrarrestar esta

reducción con un aumento en el gasto de combustible, como se muestra en la siguiente figura:

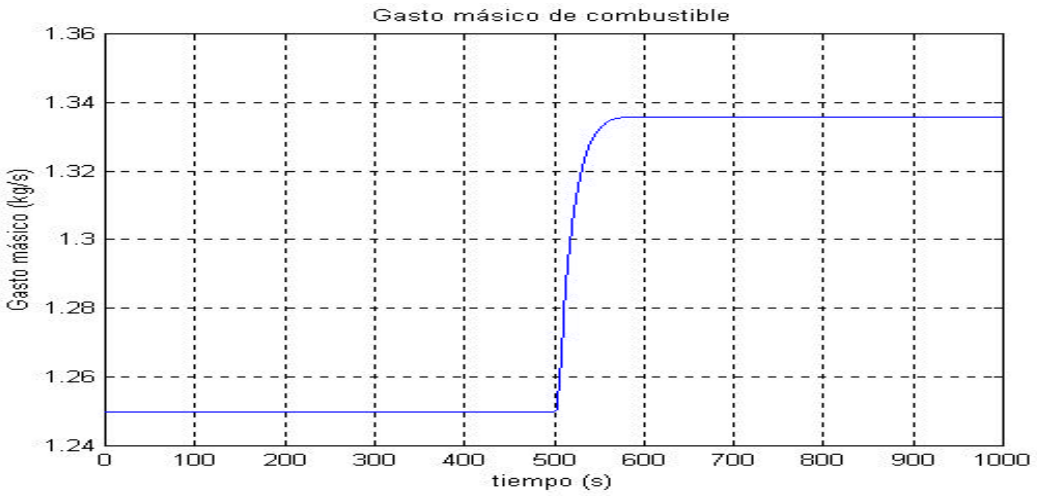

Figura 5.50

Se consigue mantener la potencia producida y aumentar la energía térmica de los gases de escape a costa de aumentar el consumo de combustible, lo cual unido además a la reducción del gasto másico de aire llevará asociado un aumento considerable del dosado:

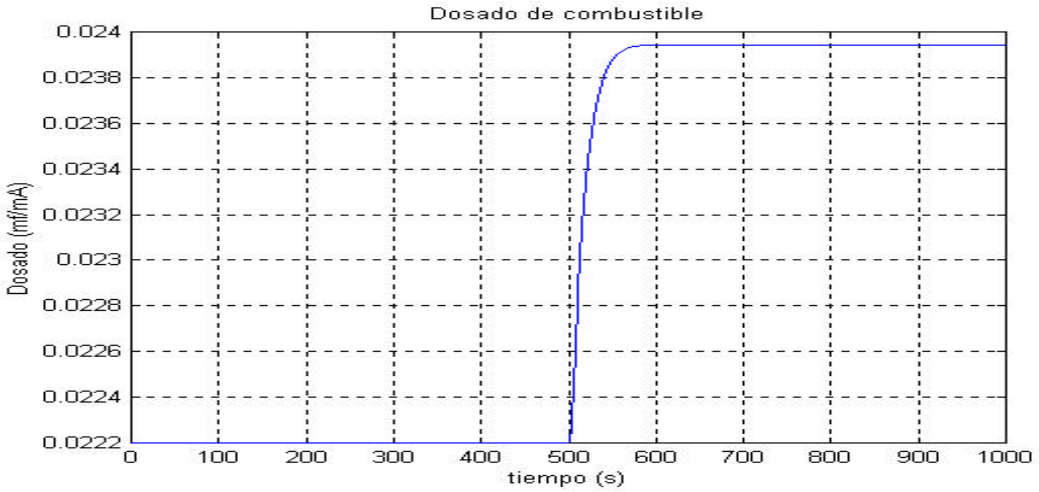

Figura 4.51

En la siguiente figura se muestra la evolución de la potencia producida por la máquina:

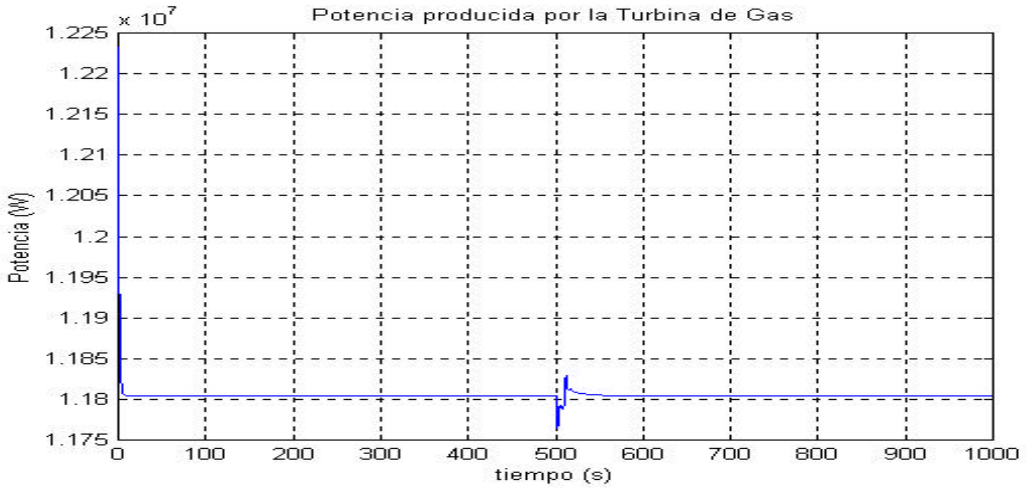

Figura 5.51

Donde se observa una pequeña oscilación casi inapreciable durante el periodo transitorio. En la siguiente figura se ha realizado un zoom para observar mejor las oscilaciones comentadas:

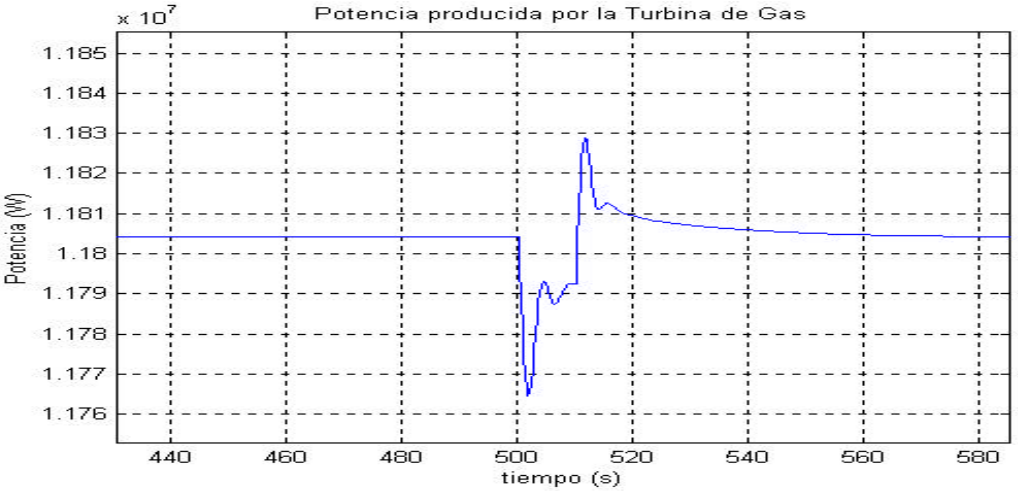

Figura 5.52

El comportamiento es casi perfecto alcanzándose finalmente de nuevo el nivel de producción de potencia impuesto por la red a la que se encuentre conectada.

El aumento del dosado en principio debe provocar un aumento en la temperatura máxima de la cámara de combustión que debe de contrarrestar el sistema de regulación:

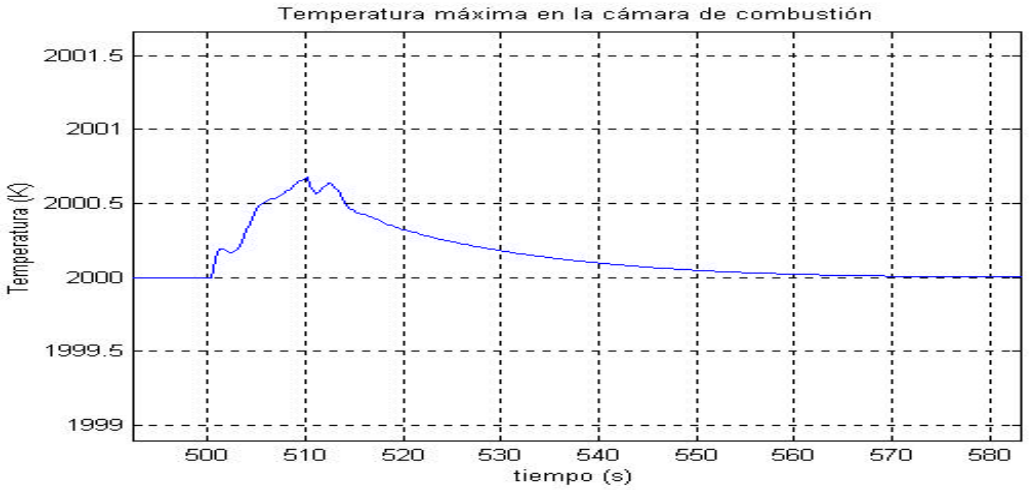

Figura 5.53

Se ve de nuevo el perfecto funcionamiento del sistema de regulación para la temperatura máxima en le cámara de combustión, que actúa, como ya se comentó con anterioridad sobre el vapor inyectado:

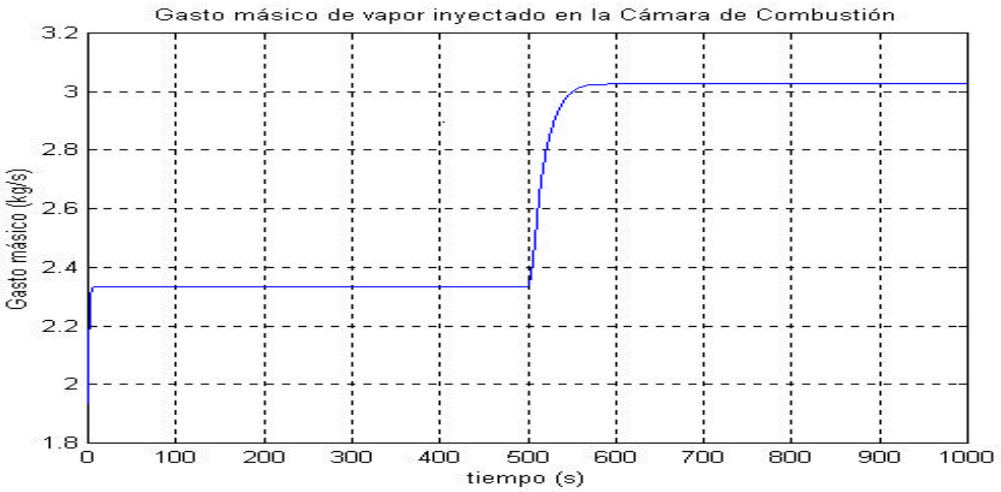

Figura 5.54

Una consecuencia lógica de las nuevas condiciones funcionamiento es la reducción del rendimiento global de la máquina:

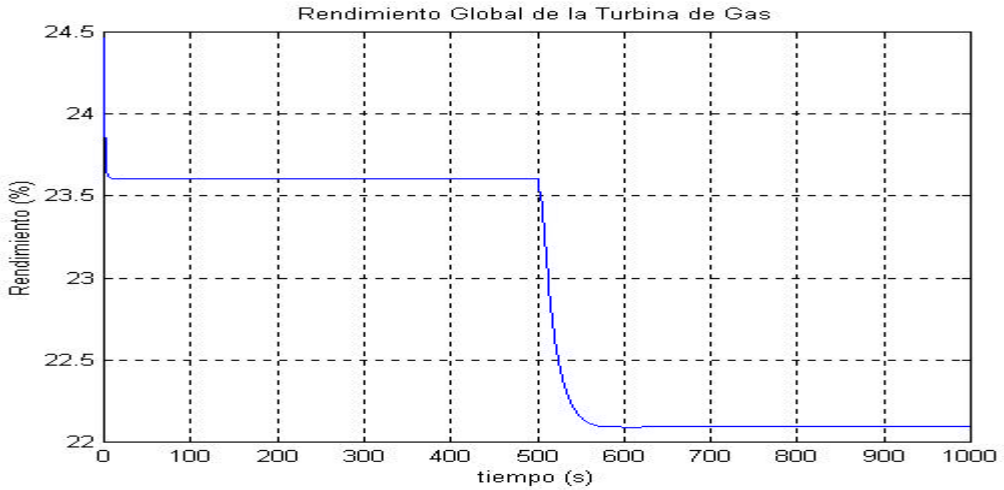

Figura 5.55

Evidentemente se está produciendo la misma potencia con una cantidad mayor de combustible por lo tanto el rendimiento global ha de ser menor. Por lo tanto se consigue satisfacer la nueva demanda de la caldera de recuperación a costa de un mayor coste económico.

En cuanto a las condiciones de funcionamiento del compresor en las siguientes figuras se muestran las evoluciones de la relación de compresión y del rendimiento:

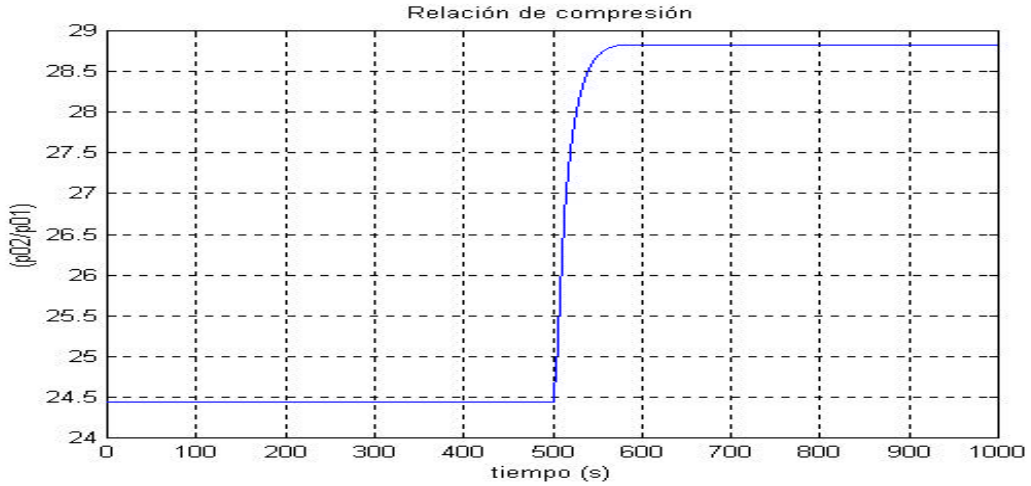

Figura 5.56

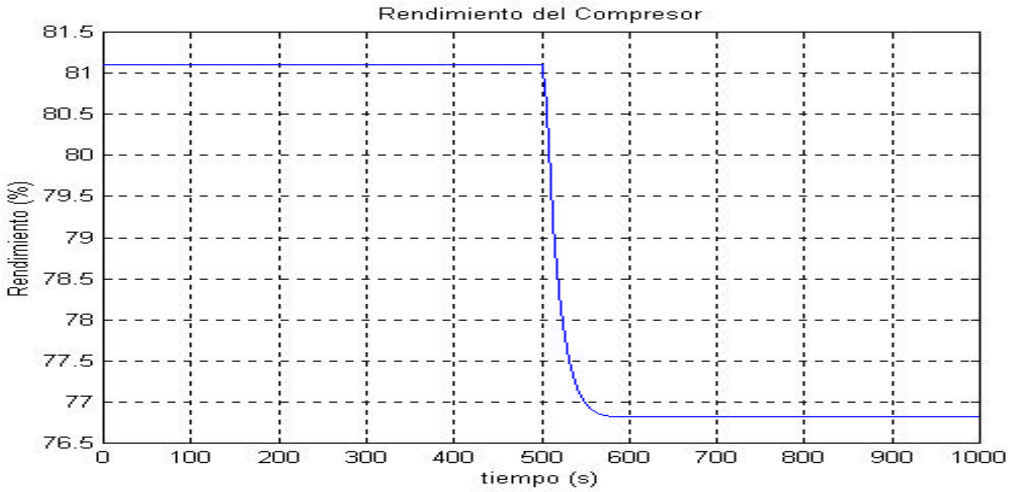

Figura 5.57

Como se puede observar las variaciones sufridas tanto por la relación de compresión como por el rendimiento son importantes debido a que la reducción en gasto de aire ha sido considerable.

7. Disminución en un 10% de la energía térmica de los gases de escape.

En este caso comentar que sería análogo al anterior. Se tiene ahora exactamente lo contrario, para unas condiciones funcionamiento determinadas se pretende que la energía térmica transportada por la corriente de gases de escape disminuya, manteniéndose el nivel de potencia producida por la máquina.

El sistema de regulación actuará justamente al contrario que en el caso anterior. Aumentará el gasto de aire disminuyendo así la temperatura de salida de los gases de la turbina, lo que acarreará a su vez una disminución en el gasto de combustible.

La sucesión de variaciones en la variables de funcionamiento seguirá el mismo orden que en el caso anterior con la salvedad de que en este caso serán de signo contrario.