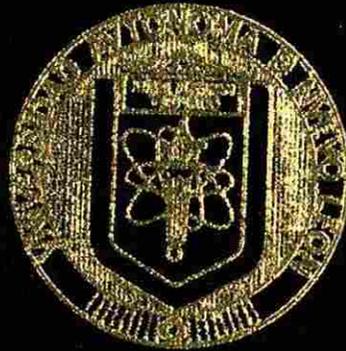


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION ESTUDIOS DE POSTGRADO



MODELADO Y SIMULACION DINAMICA
DE ESQUEMAS DE COGENERACION

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
DE LA INGENIERIA ELECTRICA CON ESPECIALIDAD
EN POTENCIA

PRESENTA
MIGUEL ANGEL ORTEGA VAZQUEZ

MONTERREY, N. L.

AGOSTO DE 2001

TM

Z5853

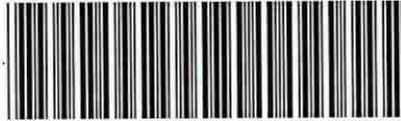
.M2

FIME

2001

07

NOVEMBER 2001
NOVEMBER 2001



1020145695



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

DIVISION ESTUDIOS DE POSTGRADO



MODELADO Y SIMULACION DINAMICA
DE ESQUEMAS DE COGENERACION

TESIS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
DE LA INGENIERIA ELECTRICA CON ESPECIALIDAD
EN POTENCIA

PRESENTA
MIGUEL ANGEL ORTEGA VAZQUEZ

MONTERREY, N. L.

AGOSTO DE 2001

0150-50260

TH
25853
• H2
Fime
2001
07



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



FONDO
TESIS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO



**MODELADO Y SIMULACIÓN DINÁMICA DE ESQUEMAS
DE COGENERACIÓN**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

POR

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

MIGUEL ANGEL ORTEGA VÁZQUEZ

TESIS

EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
ELÉCTRICA CON ESPECIALIDAD EN POTENCIA

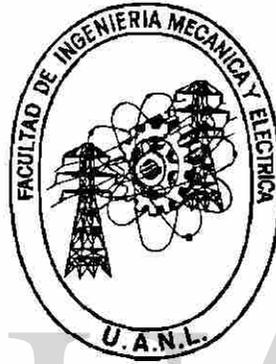
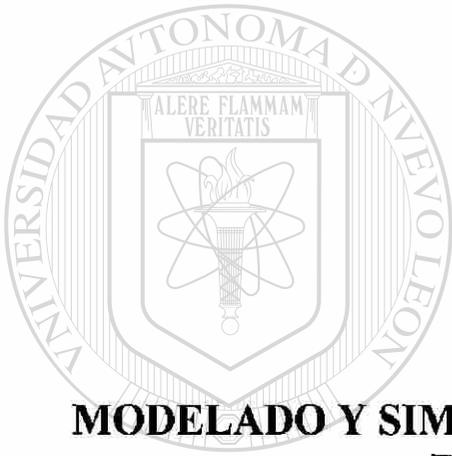
MONTERREY, N. L.

AGOSTO. 2001

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO



**MODELADO Y SIMULACIÓN DINÁMICA DE ESQUEMAS
DE COGENERACIÓN**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

POR
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

MIGUEL ANGEL ORTEGA VÁZQUEZ

TESIS

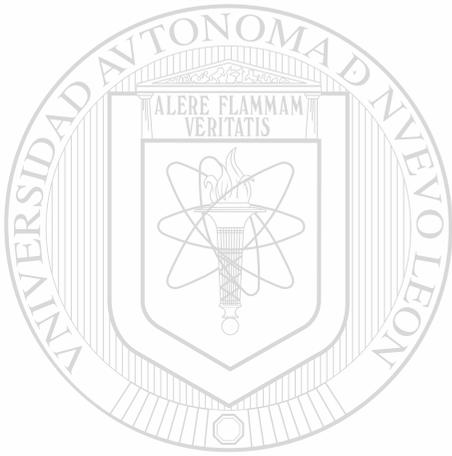
EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
ELÉCTRICA CON ESPECIALIDAD EN POTENCIA

MONTERREY, N. L.

AGOSTO 2001

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Postgrado

Los miembros de comité de tesis recomendamos que la tesis **MODELADO Y SIMULACIÓN DINÁMICA DE ESQUEMAS DE COGENERACIÓN**, realizada por el alumno Miguel Angel Ortega Vázquez, matrícula 1079848 sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Eléctrica con especialidad en Potencia.



El Comité de Tesis



Asesor

Dr. Salvador Acha Daza

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



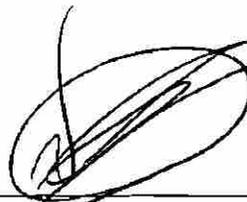
Coasesor

Dr. Marcelino Madrigal Martínez



Coasesor

Dr. Rogelio Ramírez Barradas



Vo. Bo.

M. C. Roberto Villareal Garza
División de Estudios de Postgrado

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a:

Mi mamá, la Dra. Andrea Vázquez Cárdenas, una mujer amorosa, firme, disciplinada, comprensiva, generosa, además de madre, amiga fiel. Quien supo inculcar en mí, a través del ejemplo, además del amor por la vida, la necesidad de la superación constante.

Por todo ello, muchas gracias mamá y que Dios te bendiga.

Dedico así mismo éste trabajo al Dr. Sergio A. Molina García, quien me inició en el gusto por las matemáticas y me modeló, por medio de su conducta cotidiana, la importancia de la disciplina, la solidaridad y el respeto. A ti Sergio, por haber sabido ser padre te dedico éste trabajo y te digo sinceramente, muchas gracias.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN[®]
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

AGRADECIMIENTOS

Al Dr. Salvador Acha Daza por su asesoría para la elaboración del presente trabajo, por su calidad humana y paciencia.

Al Dr. Marcelino Madrigal Martínez, mi más profundo agradecimiento y respeto, un michoacano valioso, generoso con su tiempo y sus conocimientos.

Mi gratitud también para el Dr. Rogelio Ramírez Barradas por sus valiosas observaciones y comentarios.

A todas las personas no tan ajenas a este trabajo, importantes para mi formación y desarrollo como profesionista y ser humano, el Dr. Joaquín Collado Moctezuma, de quien siempre recordaré con gusto su sentido del humor y su calidad como maestro. A la Ing. Diana Acha Izquierdo por su agradable paciencia, además de su reconocida capacidad como profesionista y mujer. Mi gratitud muy sincera también, para el M. C. Lino Coria Cisneros quien además de ser un buen maestro es un buen amigo, características que son difíciles de encontrar reunidas.

A mis compañeros del programa, por brindarme su amistad y grata compañía siempre.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología.

A Dios.

RESUMEN

Uno de los cambios más significativos en la generación de energía eléctrica a lo largo de los últimos años ha sido la aplicación de distintos esquemas para la generación de energía eléctrica. Algunos de estos esquemas resultan ser más eficientes para la generación de energía como es el caso de las plantas de ciclo combinado y algunos otros utilizan parte de la energía que se genera en el proceso que de otra manera sería desechada, tal es el caso de los esquemas de cogeneración. La importancia de tener modelos adecuados y precisos de este tipo de esquemas de generación radica en el hecho de que cada vez son más y mayores los bloques de generación de energía eléctrica que emplean plantas de ciclo combinado y de cogeneración.

El incremento en capacidad instalada de generación de plantas de cogeneración y ciclo combinado hace que este tipo de plantas tengan un efecto mayor en la respuesta del sistema (regulación de frecuencia, voltaje, etc.) ante perturbaciones. Por este motivo el modelado de la parte mecánica y térmica de éstas plantas requiere un nivel de detalle mayor.

Por esta razón además del hecho de que se requiere conocer los límites de operación que sean seguros para el Sistema Eléctrico de Potencia (SEP), así como parámetros para poder ajustar los esquemas de protección, y poder predecir de manera “fiel” el comportamiento del SEP ante perturbaciones, se hace necesario contar con modelos dinámicos adecuados para los distintos componentes del SEP. En éste trabajo se presentan modelos dinámicos de los componentes de plantas de generación que emplean el ciclo térmico Rankine y el ciclo térmico Joule Brayton los cuales nos permiten efectuar estudios electromecánicos a nivel de planta en un SEP.

INDICE

Dedicatoria	iv
Agradecimientos	v
Resumen	vi
1 INTRODUCCIÓN	
1.1 Motivación y panorama general	1
1.2 Selección de herramientas a utilizar	9
1.3 Descripción del contenido del trabajo	12
2 GENERACIÓN CON BASE A TURBINA DE GAS	14
2.1 Introducción	14
2.2 Sistema de combustible	18
2.3 Compresor	20
2.4 Cámara de combustión	23
2.5 La turbina de gas	25
2.6 Sistema interconectado completo	27
2.7 Simulación	29
2.8 Conclusiones de capítulo	31
3 GENERACIÓN CON BASE A TURBINA DE VAPOR	33
3.1 Introducción	33
3.2 Caldera	35
3.2.1 La cámara de combustión u horno	38
3.2.2 Tubos elevadores	43
3.2.3 Domo o tambor	46
3.2.4 Supercalentador y Atemperador	52
3.2.5 Recalentador	56
3.3 Economizador	59
3.4 Interconectado completo sistema “caldera”	63
3.5 Simulación	65
3.6 Condensador	67
3.6.1 Ecuaciones del material de coraza	69
3.6.2 Ecuaciones del material de las tuberías	70
3.6.3 Ecuaciones del vapor	72
3.6.4 Ecuaciones del líquido	76

3.7	Interconectado completo, sistema “condensador”	77
3.8	Simulación del sistema condensador	78
3.9	La turbina de vapor	80
3.9.1	Sección de alta presión (AP)	82
3.9.2	Sección de presión intermedia (PI)	85
3.9.3	Sección de baja presión (BP)	86
3.10	Simulación de la turbina de vapor con el recalentador del RCGV	86
3.11	Dispositivos varios	89
3.11.1	Desaerador	89
3.11.2	Bomba	93
3.11.3	Válvulas	95
3.12	Conclusiones del capítulo	99
4	SIMULACIÓN DINÁMICA DE PLANTAS DE GENERACIÓN CON TURBINA DE GAS, DE VAPOR, DE CICLO COMBINADO Y COGENERACIÓN.	100
4.1	Introducción	100
4.2	Simulación de plantas con turbina de gas y turbina de vapor	100
4.3	Simulación de un incremento en la demanda de combustible en una planta de generación con turbina de gas.	103
4.4	Simulación de un incremento en el flujo másico de combustible en una planta de generación con turbina de vapor.	108
4.5	Simulación de falla trifásica en terminales del generador, planta de generación con turbina de gas.	114
4.6	Simulación de falla trifásica en terminales del generador, planta de generación con turbina de vapor	116
4.7	Simulación de la operación de una planta de ciclo combinado.	117
4.8	Simulación de la operación de una planta de cogeneración de ciclo combinado.	126
4.9	Planta de cogeneración con turbina de vapor	132
4.10	Planta de Cogeneración con turbina de gas	134
4.11	Esquema de valvuleo rápido en una planta de generación con turbina de vapor	136
4.11.1	Falla trifásica en terminales sin valvuleo rápido	140
4.11.2	Falla trifásica en terminales con valvuleo rápido	141
4.12	Conclusiones del capítulo	143
5	CONTROL SISO DE LAZO CERRADO PARA COMPONENTES DE PLANTAS DE GENERACIÓN	145
5.1	Introducción	145
5.2	Restricciones de variables que intervienen en el proceso	148
5.3	Regímenes de operación de la planta	149
5.3.1	Régimen de estado estable	150
5.3.2	Régimen de cambios de carga	150

5.4	Control de la caldera	151
5.5	Control del bloque de generación con turbina de gas (GTG)	163
5.6	Control del condensador	168
5.7	Control de la turbina de vapor	172
5.8	Conclusiones del capítulo	177
6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	178
6.1	Introducción	178
6.2	Resumen del trabajo	180
6.3	Aportaciones del trabajo	182
6.4	Recomendaciones para trabajos futuros	186
	REFERENCIAS	188
	LISTADO DE TABLAS	191
	LISTADO DE FIGURAS	193
	APÉNDICE A BREVES SOBRE MATLAB® Y SIMULINK®	200
A.1	Introducción	200
A.2	Power Systems Blockset	202
A.3	Implementación en SIMULINK®	203
A.4	Formulación en variables de estado	204
A.5	Encapsulado de Subsistemas	206
A.6	Edición del Subsistema	208
A.7	Enmascaramiento del Subsistema	209
A.7.1	Página de documentación	210
A.7.2	Página de Inicialización	212
A.7.3	Página del Icono	213
	APÉNDICE B LAZOS ALGEBRAICOS	215
B.1	Introducción	215
B.2	Ejemplo	216
	APÉNDICE C DIMENSIONAMIENTO Y PARÁMETROS DE LOS MODELOS EMPLEADOS	219
	APÉNDICE D GLOSARIO	222
	APÉNDICE E NOMENCLATURA	225

CAPITULO 1

INTRODUCCION

1.1 Motivación y panorama general

Con el fin del siglo XX, y a pesar de una gran incertidumbre acerca del futuro de la energía, es altamente probable que el papel que juega en las sociedades modernas, y la importancia de la energía eléctrica seguirá creciendo y cambiando. No fue sino hasta los primeros años del siglo XX cuando los conceptos e inventos realizados por Humprey Davis, Nikola Tesla y Thomas Alva Edison se unieron creando la posibilidad de la producción controlada y el uso generalizado de la energía eléctrica. Después, las pequeñas "casas generadoras", las cuales producían vapor para transmisiones mecánicas, así como para aprovechar el calor, encontraron que los motores eléctricos eran una fuente confiable y flexible para el manejo de la potencia mecánica. Los conductores eléctricos substituyeron a las tuberías de vapor y los motores eléctricos a las transmisiones movidas por vapor. Estas pequeñas "casas generadoras" rápidamente adoptaron el esquema de *cogeneración* para producir de manera combinada: calor en forma de vapor y energía en forma eléctrica.

Se observa que en el periodo que va de 1940 a finales de los años 60's la empresa eléctrica entregó un producto útil y confiable con un costo decreciente en el tiempo. Después, la empresa eléctrica que se desarrolló en la primera mitad del siglo emerge como suministradora de todas las necesidades energéticas no transportables. Durante ese mismo periodo, en Estados Unidos y en otros países del mundo, a través de una combinación de regulación federal y condiciones de mercado, los costos de los combustibles se mantuvieron bajos. La mayoría de los usuarios encontraron que el mejor costo de la energía era el que se obtenía al comprar energía eléctrica a una empresa eléctrica y el gas natural o petróleo para las calderas instaladas en sus locales.

Cuando el esquema de cogeneración pudo ser una alternativa energética eficiente, su aplicación se limitaba principalmente a aquellas formas o esquemas de industrias, como las refinerías de petróleo, molinos de pulpa y papel o plantas químicas. Dentro de las industrias se presentó un número considerable de capacidad de cogeneración, distribuyendo la energía eléctrica generada a través de la red eléctrica y vendiendo el vapor a través de tuberías. Sin embargo, la cantidad de energía generada en plantas de cogeneración se fue haciendo una componente cada vez de menor importancia, respecto del total de energía generada; como se muestra en la Figura 1.1, [10].

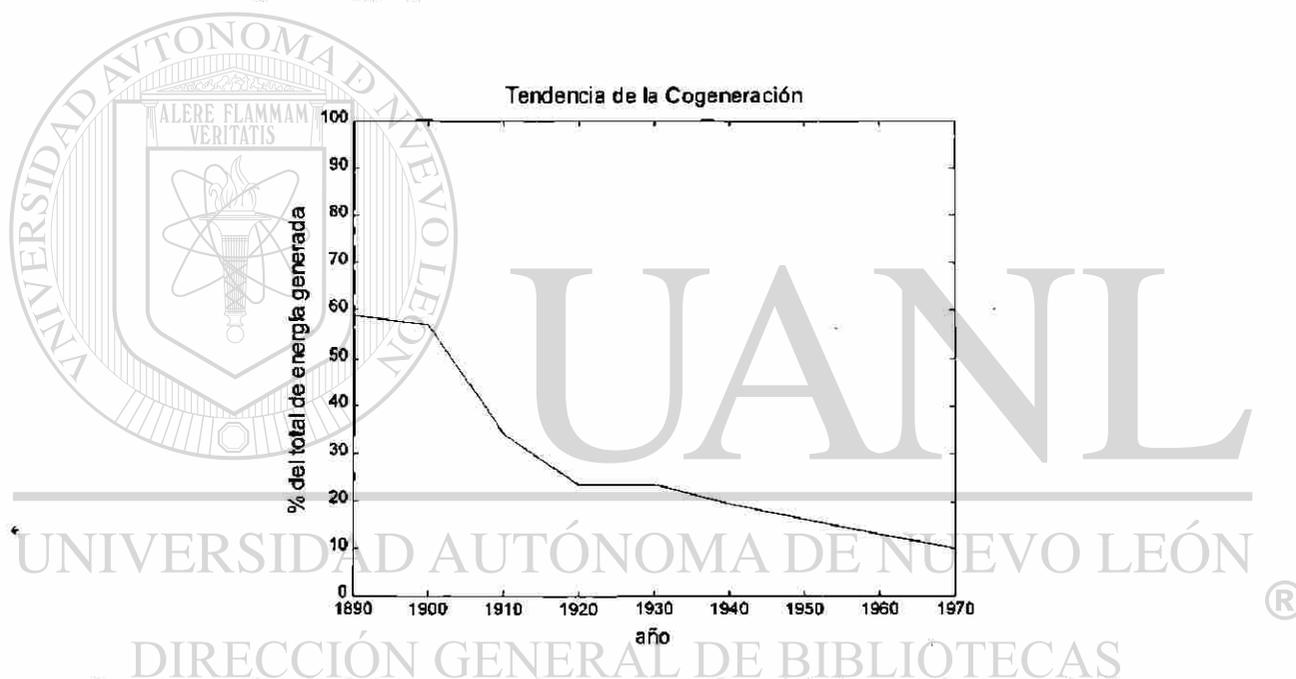


Fig. 1.1 Tendencia de la cogeneración, respecto al total de la energía generada; Estados Unidos.

En 1973 y 1974 el patrón de consumo y el suministro de energía cambió; debido al rápido incremento en el precio de petróleo y de manera coincidente con el embargo petrolero. En la Figura 1.2 se muestra la variación en el consumo de energía mundial [3], de los Estados Unidos y del Reino Unido en éste periodo. En especial para el Reino Unido a mediados de los años 70's aparece un "huevo energético" – la diferencia entre el consumo de energía y la producción bruta de combustible. A pesar de la economía decreciente y de que los ahorros

energéticos han llevado a una reducción en el consumo, dicho “hueco” parece poco probable que se presente nuevamente en el siglo XXI.

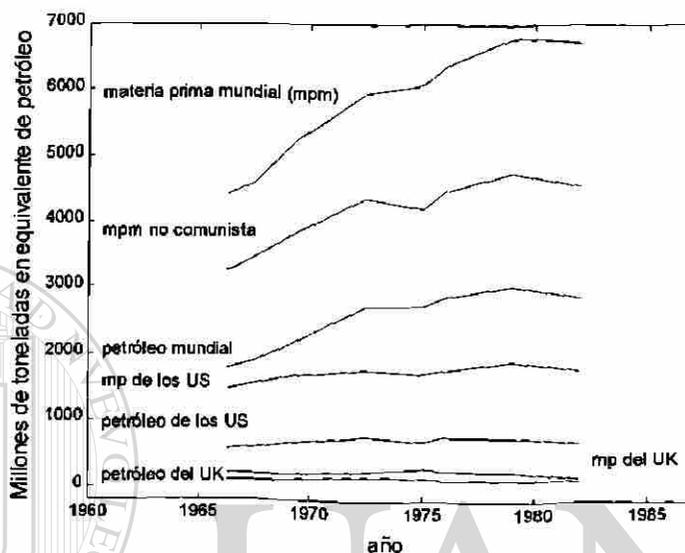


Fig. 1.2 Tendencia mundial del consumo de energéticos.

Por lo que puede observarse, en un futuro cercano, las fuentes convencionales de energía seguirán suministrando la nueva demanda, con una pequeña contribución de fuentes de suministro renovables. Sin embargo se han observado cambios significativos en la forma del suministro, como se indica en la Tabla 1.1, [4].

Tabla 1.1 Consumo de Energía en el Reino Unido (UK).

	1963	1973	1983	1990†	2000†
Petróleo*	61	114	72	69	64
Gas natural*	--	26	44	51	55
Carbón*	116	78	66	61	69
Nuclear, etc.*	3	7	12	18	21
Total*	180	225	194	199	209

* Millones de toneladas en equivalente de petróleo.

† Proyectadas.

Para países industrializados, como el caso del Reino Unido, se cuenta con varias opciones para que se genere un “hueco energético” y entre estas opciones se incluye: el incrementar la producción de carbón, la búsqueda de nuevos depósitos de petróleo y de gas natural, el uso de fuentes de energía renovables y las formas no convencionales (eólica, las olas, mareomotriz, fuentes geotérmicas, etc.), el desarrollo de fuentes de energía nuclear, y en general, las políticas de conservación de la energía. En la parte técnica se ha mejorado el aislamiento térmico, los acoplamientos con bombas de calor, la eficiencia de las fuentes de calor, la utilización de productos de desperdicio como combustibles, y como una opción el *combinar la producción de calor y energía (Calor y Energía Combinados CEC)*.

Las plantas de generación de energía eléctrica convierten a ésta forma de energía partiendo de una fuente primaria. Las plantas térmicas convencionales utilizan la energía que se obtiene de la reacción química de la combustión del elemento energético usado, o la fisión nuclear como fuente. Dentro de las fuentes renovables para la generación de energía eléctrica se puede contar a la energía potencial (agua en esquemas hidroeléctricos), la energía cinética (el viento en las plantas eólicas), o la energía suministrada por un fluido con una alta entalpía (el caso de los esquemas geotérmicos). Es claro que si se reemplazan las plantas térmicas por plantas que utilicen como energéticos recursos renovables, se estará ahorrando energía. Este objetivo se logra en parte cuando se emplean plantas que producen calor y energía eléctrica al mismo tiempo; ya que en este tipo de plantas se emplea de manera más eficiente el calor suministrado, es decir, se utiliza energía en forma de calor y además se produce energía eléctrica.

En las plantas térmicas convencionales solamente un tercio de la energía del petróleo o del carbón se transforma en energía eléctrica; los dos tercios restantes son pérdidas, desechadas en las torres de enfriamiento o vertidas en el agua de los ríos que desembocan al mar entre otros. En teoría, se puede modificar el diseño y la operación de una planta para la producción de energía eléctrica con la finalidad de convertirla en una planta de *cogeneración*; también llamada *planta de CEC*, es decir, que de la planta se pueda aprovechar el vapor así como energía eléctrica y mejorar la eficiencia en la utilización de la

energía. El vapor se debe proveer a una cierta temperatura y en forma de agua caliente para usos domésticos, o en forma de vapor para procesos industriales.

Los dos tipos generales de cogeneración como son: la distribución de calor asociado al vapor o para fines industriales ha sido objeto de estudios detallados durante los últimos años. La esencia del primer esquema, como es la cogeneración para distribución de vapor, implica la construcción de redes de distribución, las cuales proveen el calor a calefactores y agua caliente en un rango de temperatura de 80 a 150 °C. En el caso de cogeneración para fines industriales, es común que la demanda de calor se requiera en forma de vapor de salida a diferentes presiones.

Los ahorros que resultan de la aplicación de plantas diseñadas para producir calor y energía (CEC), son substanciales. Para valorar de una manera más precisa estos ahorros es necesario conocer y comprender los conceptos básicos de termodinámica. Pero lejos de alcanzar una máxima eficiencia en los procesos térmicos y de conversión de la energía, lo que ha sostenido el desarrollo de las plantas de cogeneración es el aspecto económico.

Por ejemplo, con datos disponibles [22], el ahorro de energía que se ha obtenido por el uso de las plantas de cogeneración en el Reino Unido se ha reportado de manera detallada por el Grupo de Energía y Calor Combinados, designado por la Secretaria de Estado para la Energía en 1976, el cual rindió su reporte en 1979. Este grupo indica que si la cogeneración puede capturar el 30 % (aproximadamente 38.4 GW) del total de carga térmica del Reino Unido (128 GW), el ahorro aproximado comparado con la mezcla de combustibles existentes utilizados en el Reino Unido, será de aproximadamente 12 millones de toneladas equivalentes de petróleo anuales.

Otro aspecto importante por el cual la cogeneración ha cobrado importancia en algunos países es debido a que se han presentado esquemas de generación de energía no regulados. Es decir, se permite la introducción de Productores Independientes de Energía

(PIE) en el mercado de energía. Los PIE pueden conectar sus plantas generadoras a la red eléctrica de suministro convencional para entregar su producción.

En la selección de estas plantas de generación de energía es de esencial importancia el tener en cuenta la eficiencia total de la planta, y con un esquema de cogeneración el factor de utilización de energía es mucho mayor que el de una planta de generación de energía eléctrica tradicional. Así, el propósito del diseño de una planta con esquema de cogeneración es distinto al de un diseño de una planta de energía convencional, ya que éste último busca cubrir una demanda eléctrica con una eficiencia total máxima. En cambio, en un diseño de un esquema de cogeneración se busca cubrir una demanda eléctrica y además una carga de calor; por medio del calor que se produce en el proceso de generación de energía eléctrica, Figura 1.3. El término de factor de utilización se incluye como criterio para “medir” el desempeño de una planta de CEC contra el de una planta de generación convencional, ya que en esta última el criterio de eficiencia total de la planta esta dado por (1.1).

$$\eta_o = \frac{W}{F} \quad (1.1)$$

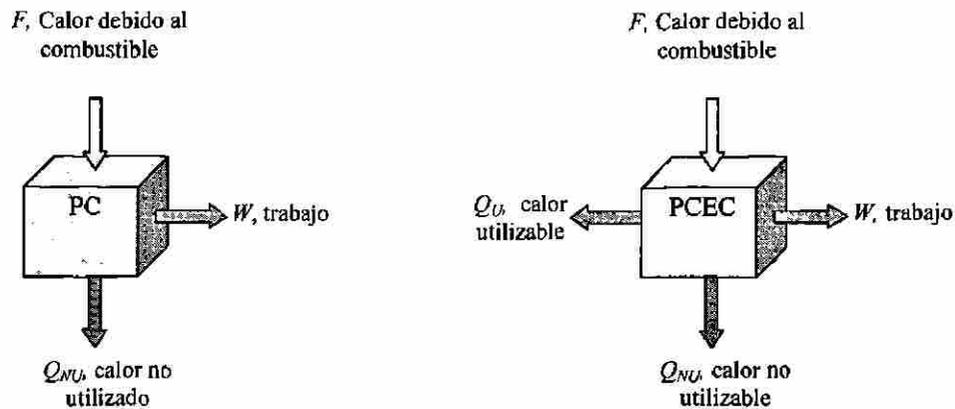
W trabajo entregado por la planta, J

F Calor debido a la entrada de combustible, J

Este criterio de desempeño carece de relevancia en una planta de cogeneración; por lo tanto, un criterio de desempeño más adecuado es el factor de utilización de energía (FUE).

$$FUE = \frac{W + Q_u}{F} \quad (1.2)$$

Q_u Calor utilizable, J



a) Planta de generación convencional.

b) Planta de cogeneración.

Fig. 1.3 Esquemas de generación de energía.

El interés principal de ese trabajo es el abordar el problema del comportamiento dinámico de plantas de cogeneración y de ciclo combinado, ya que los modelos con los cuales se hacen simulaciones para estudios dinámicos no son lo suficientemente precisos para describir el comportamiento de los componentes de dichos esquemas de generación ante perturbaciones en la parte térmica o mecánica; por lo tanto hay mucha información que no se procesa y esto genera como consecuencia que las simulaciones digitales no sean precisas, y que el sistema no se comporte de la manera en la que se predice en estudios previos.

El contar con los modelos dinámicos apropiados, nos permite entrenarnos y entender la interacción que tienen éste tipo de plantas conectadas a la red eléctrica interactuando con plantas convencionales y con plantas de su misma naturaleza; así como el poder adentrarnos en estudios de tipo operativo a nivel de planta.

Hasta el momento, en software comercial “accesible” no se cuentan con modelos dinámicos para todos los componentes de plantas de generación que empleen ciclo térmico Rankine o ciclo térmico Joule Brayton; es decir, que en MATLAB si existe un blockset designado exclusivamente para ser una herramienta moderna para el diseño rápido y fácil de modelos de sistemas de potencia; este blockset recibe el nombre de POWER SYSTEMS BLOCKSET. Este blockset utiliza el ambiente de diseño de SIMULINK, lo cual ofrece un

gran ventaja, ya que no solamente se puede obtener una descripción topológica inmediata del sistema a simular, sino que también nos permite hacer que nuestro sistema interactúe con sistemas mecánicos, térmicos, de control, y de cualquier disciplina que se requiera.

El blockset cuenta con una extensa librería, y dependiendo de las versión del SIMULINK con la que se cuente y la versión del toolbox o blockset se tendrán las actualizaciones de los modelos. En el blockset de power systems se pueden encontrar elementos tales como: modelos para líneas de transmisión, transformadores ideales y saturables, máquinas rotatorias, y en la versión 5.3 (R11) de MATLAB se presenta un modelo para turbina hidráulica con gobernador. Sin embargo, sigue presente el problema de que no se cuenta con los modelos necesarios para poder implementar una planta de generación que emplee turbina de vapor o de gas y hacer simulaciones.

En la versión 4 de SIMULINK, la cual viene con el software MATLAB 6 (R12), el *blockset de Power Systems*, cuenta con una librería más extensa. En esta versión, son más los bloques que simulan electrónica de potencia (convertidores, rectificadores, PWM's, IGBT, GTO, etc.); también es más extensa la librería de máquinas eléctricas en general (transformadores 1ϕ y 3ϕ , máquinas rotatorias, líneas, etc.). Y además presenta un modelo de la turbina de vapor con gobernador; pero a pesar de que es la versión más actual de MATLAB a la fecha, no se cuenta aun con una librería completa para poder implementar modelos de plantas de generación; es decir, faltan modelos para: condensadores, calderas, bombas, válvulas, cámaras de combustión, cargas térmicas, etc. Por esta razón, aunada al hecho de que los esquemas de cogeneración y de plantas de generación de ciclo combinado son cada vez más utilizados, es tan importante el desarrollar modelos dinámicos adecuados de éstos componentes, para poder adentrarnos en estudios electromecánicos y térmicos, aunque éstos últimos sean muy lentos, pero las perturbaciones que se presentan que se presentan en el ciclo, afectan considerablemente la dinámica del sistema de potencia, y puede jugar un papel crítico en la estabilidad del mismo.

El contar con los modelos apropiados para la simulación dinámica de plantas que emplean turbina de vapor y de gas, nos genera además una gran área de oportunidad para poder hacer estudio en los esquemas existentes, o poder prever el comportamiento de los posibles esquemas, bajo circunstancias y factores específicos.

Una vez que se cuenta con los modelos dinámicos se tendrá que seleccionar una herramienta de simulación digital la cual nos permita implementar dichos modelos en un ambiente "amigable" que resulte fácil de manipular, y en el cual se permita de manera sencilla hacer extensiones posteriores a los modelos ya implementados. En la siguiente sección se enumeran algunas de estas herramientas con sus características principales.

1.2 Selección de herramientas a utilizar

Para analizar la viabilidad de los esquemas de cogeneración, la herramienta tradicional ha sido el análisis global de estado estable y el balance de energía. Algunas industrias cuentan con dichas herramientas encapsuladas en un software propio, sin embargo, para obtener una visión más completa y detallada del proceso global de operación se hace necesario contar con modelos para la simulación dinámica. Durante los últimos diez años, todos los sistemas de simulación digital han evolucionado, gracias a que la Interfase Gráfica de Usuario (IGU) y la simulación basada en íconos se ha convertido en un estándar. Las plataformas de hardware se hacen cada vez más poderosas desde el punto de vista numérico y de visualización. Esto abre la puerta para que se desarrollen simulaciones dinámicas de sistemas de gran escala, tomando ventaja del desarrollo modular y la integración de modelos para formar sistemas de complejidad creciente. Estos avances en las herramientas de simulación permiten que los sistemas energéticos sean rápidamente analizados, incluyendo tanto el proceso de diseño como el proceso de identificar mejoras para los sistemas existentes. Se tiene, así mismo, necesidad de que los modelos estén rápidamente disponibles y que tengan la forma y la estructura correcta para ser útiles en las simulaciones.

Para la selección del software adecuado para el modelado de componentes, en los distintos esquemas de generación, es conveniente disponer de información acerca de los distintos paquetes así como sus características generales. Una fuente de información organizada se puede obtener del “*Working Group on Software*” de la *Eindhoven University of Technology* en Holanda, [35].

Este grupo cuenta con una base de datos de herramientas para simulación de sistemas y de herramientas para el diseño de controladores. El grupo es internacional y tiene un boletín informativo que se actualiza con frecuencia. La base de datos cuenta con información de un gran número de herramientas de simulación, las que se discuten en detalle; por esta razón sólo se mencionan las que son más accesibles.

a) **SIMULINK® (MATLAB®)**. Es un programa interactivo desarrollado para efectuar cálculos numéricos y visualización. El manejo de datos en este software es con base a matrices de dimensiones arbitrarias. MATLAB fue introducido en el mercado en 1981, y después fue reforzado con el programa SIMULINK (1992), el cual sirve para llevar a cabo simulación de sistemas dinámicos con base en íconos.

En SIMULINK se facilita el modelado y el análisis de sistemas dinámicos, incluyendo sistemas lineales, no lineales, continuos, discretos, híbridos y multifrecuencia. Los modelos se construyen de manera simple, tomando elementos de las librerías disponibles, hacia una hoja de trabajo en la cual se interconectan dichas componentes. Además, SIMULINK ofrece la opción de trabajar con niveles, es decir con “jerarquía”, creando subsistemas (ver Apéndices A y B).

b) **SIMNON**. Este software fue desarrollado en el *Lund Institute of Technology* en Suecia y ha sido usado desde 1974. Recientemente SIMNON ha sido ampliamente renovado y extendido. El software básico está disponible en cinco versiones, para estaciones de trabajo y para computadoras personales. Una de las características más importantes de SIMNON es

que cuenta con una interfase gráfica para el usuario llamada ISEE-SIMNON, en la cual se puede construir modelos jerárquicos complejos y efectuar estudios en un ambiente Windows.

c) **MATRIXx**. La estructura del ambiente de trabajo de MATRIXx es similar a la de MATLAB. Una gran cantidad de comandos son compartidos entre MATLAB y MATRIXx, con pequeñas diferencias en la sintaxis. MATRIXx es un calculador interactivo programable con capacidad para graficado. Fue introducido en 1983 y permite la solución de problemas matriciales complejos y de gran escala.

MATRIXx puede trabajar con sistemas continuos, discretos e híbridos, así como sistemas digitales multi-rango y controlados por eventos. Además, es posible la simulación interactiva con paneles de control manuales los cuales pueden ser manipulados a lo largo de la simulación. También cuenta con librerías con dispositivos comunes como medidores, calibradores y graficas que están conectadas con el modelo para monitoreo.

Existe una gran cantidad de software para el modelado y el estudio de sistemas dinámicos, pero para este trabajo de investigación se seleccionó SIMULINK. La herramienta cuenta con una extensa librería de dispositivos y es un software relativamente fácil de conseguir. Cuenta también con TOOLBOXES especiales para aplicaciones específicas y por su gran facilidad y accesibilidad en el manejo interactivo y la creación de modelos dinámicos, además permite trabajar en distintos niveles para ver cómo interactúan los distintos componentes del sistema.

Una parte importante de este trabajo radica en el hecho de que se crearon varios archivos .mdl, los cuales contienen los modelos dinámicos de los componentes de plantas de generación. Aquellos esquemas que emplean turbina de gas, así como componentes de plantas de generación que emplean turbinas de vapor, y dejarlos a manera de librería en SIMULINK para su fácil acceso y utilización en estudios del comportamiento dinámico de plantas de cogeneración.

1.3 Descripción del contenido del trabajo

Una vez que se cuenta con modelos dinámicos para el estudio de las plantas de cogeneración, básicamente plantas que tengan ciclo combinado, se procede a estudiar la operación de la planta en condiciones operativas y ante distintas contingencias. Posteriormente se implementaron controladores para evaluar su comportamiento ante las contingencias estudiadas.

Este trabajo de investigación consta de seis capítulos ordenados de la siguiente manera:

Introducción.

En el segundo capítulo se describe el proceso por medio del cual se logra la producción de potencia mecánica en la flecha que conecta a la turbina de gas con el generador de energía eléctrica. Se expone brevemente el ciclo térmico Joule Brayton. Finalmente se describe cada uno de los componentes principales para su modelado. Se presenta la y su interconexión e interacción por medio de simulaciones.

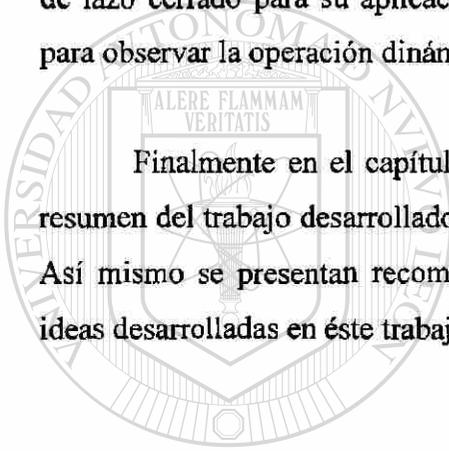
El tercer capítulo trata la turbina de vapor y describe el proceso mediante el cual se produce potencia mecánica en la flecha que interconecta a la turbina de vapor con el generador eléctrico, empleando el ciclo térmico Rankine. Se describe cada uno de los componentes que intervienen en el proceso, su modelado, interconexión e interacción mediante simulaciones.

El cuarto capítulo estudia la simulación de la operación de plantas de generación con turbina de gas, de vapor, de ciclo combinado y de cogeneración. Se presentan pruebas de cada uno de los esquemas de generación de energía de manera independiente. Adicionalmente se interconectan para formar nuevos esquemas de generación, como los de ciclo combinado, cogeneración con turbina de gas, cogeneración con turbina de vapor, etc.

Se presentan pruebas con los esquemas implementados tales como esquemas de valvuleo rápido, incrementos en la señal de demanda de combustible y fallas.

El capítulo cinco aborda el problema del control SISO para algunos componentes de plantas de generación. Esto se hace mediante algunos de los modelos desarrollados en capítulos anteriores. Se aplican técnicas para determinar la sensibilidad de las variables de salida de los subsistemas respecto una perturbación en alguna señal de entrada que nos interese controlar. Posteriormente se aplican técnicas de sintonización de controladores PID de lazo cerrado para su aplicación a los subsistemas. Finalmente se llevan a cabo pruebas para observar la operación dinámica de los bloques con el controlador.

Finalmente en el capítulo de conclusiones y recomendaciones se presenta un breve resumen del trabajo desarrollado y se presentan las aportaciones del trabajo de investigación. Así mismo se presentan recomendaciones para trabajos futuros empleando los modelos e ideas desarrolladas en éste trabajo.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



CAPITULO 2

GENERACION CON BASE A TURBINA DE GAS

2.1 Introducción

El principio bajo el cual operan las turbinas de gas consiste en dirigir los gases con alta temperatura, que se obtienen por medio de la combustión de algún combustible primario, hacia los álabes de la turbina. Este tipo de elementos en las plantas generadoras tuvieron una aplicación limitada hasta el siglo XX, hasta que se desarrollaron nuevas aleaciones metálicas las cuales soportan altas temperaturas. En las primeras turbinas de gas se inyectaba vapor a bajas temperaturas en los gases que se obtenían de la combustión, con el propósito de templar los gases a una temperatura de 700 °K o a temperaturas menores; ya que éste era el límite de trabajo del acero que formaba la turbina. También en algunos casos se inyectaba agua. Ninguno de estos métodos era realmente efectivo, ya que la potencia que generaba la turbina apenas era suficiente para hacer trabajar al compresor.

Las turbinas de gas fueron desarrolladas básicamente para la industria aeronáutica, y para los "super-cargadores" de motores de combustión interna. Actualmente, algunas turbinas de gas que se encuentran en uso son el resultado de los diseños para la industria aeronáutica; aun cuando éstas operan a velocidades mayores a las que generalmente operan con los generadores de energía eléctrica; por lo cual se hace necesario reducir la velocidad por medio de juegos de engranes. Las turbinas de gas han desempeñado un papel importante en las últimas tres décadas; debido a su bajo costo de inversión inicial y versatilidad operativa como cuando son usadas en servicios de emergencia para cubrir los picos de la demanda diaria en caso de ser requeridas. En muchos sistemas eléctricos las turbinas de gas continúan operando en modo de reserva; es decir sin carga pero rodando.

Las plantas que utilizan turbinas de gas para manejar energía mecánica, que después se convierte a energía eléctrica por medio de un generador, pueden operar en circuito cerrado, Figura 2.1, como en circuito abierto, Figura 2.2.

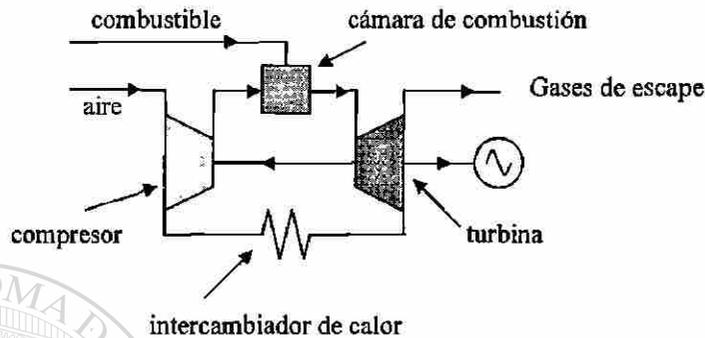


Fig. 2.1 Planta de generación con turbina de gas en circuito cerrado.

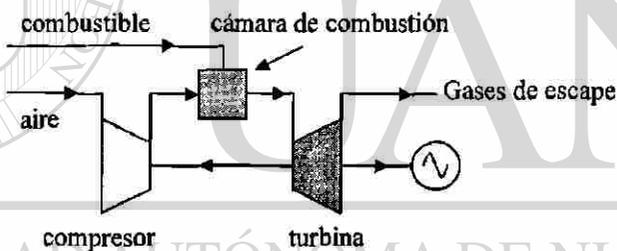


Fig. 2.2 Planta de generación con turbina de gas en circuito abierto.

Sin embargo, las plantas de generación con turbina de gas operan más frecuentemente en "circuito abierto". En esta configuración el combustible y el aire entran a la cámara de combustión y después de generarse la reacción química, el gas sale hacia la turbina produciendo potencia mecánica, y los gases que salen de la turbina no se reciclan. Este tipo de planta en "circuito abierto" no constituye un ciclo termodinámico; sin embargo, su desempeño es frecuentemente evaluado como si estuviese trabajando como una planta de "circuito cerrado".

Las plantas de generación que emplean turbinas de gas se basan en el ciclo Joule-Brayton de presión constante [7, 40], Figura 2.3. Se considera un flujo constante de aire o de gas a través del compresor, del calentador, de la turbina, y del intercambiador de calor, en caso de que sea de ciclo térmico cerrado. La turbina proporciona potencia mecánica tanto al compresor como al generador.

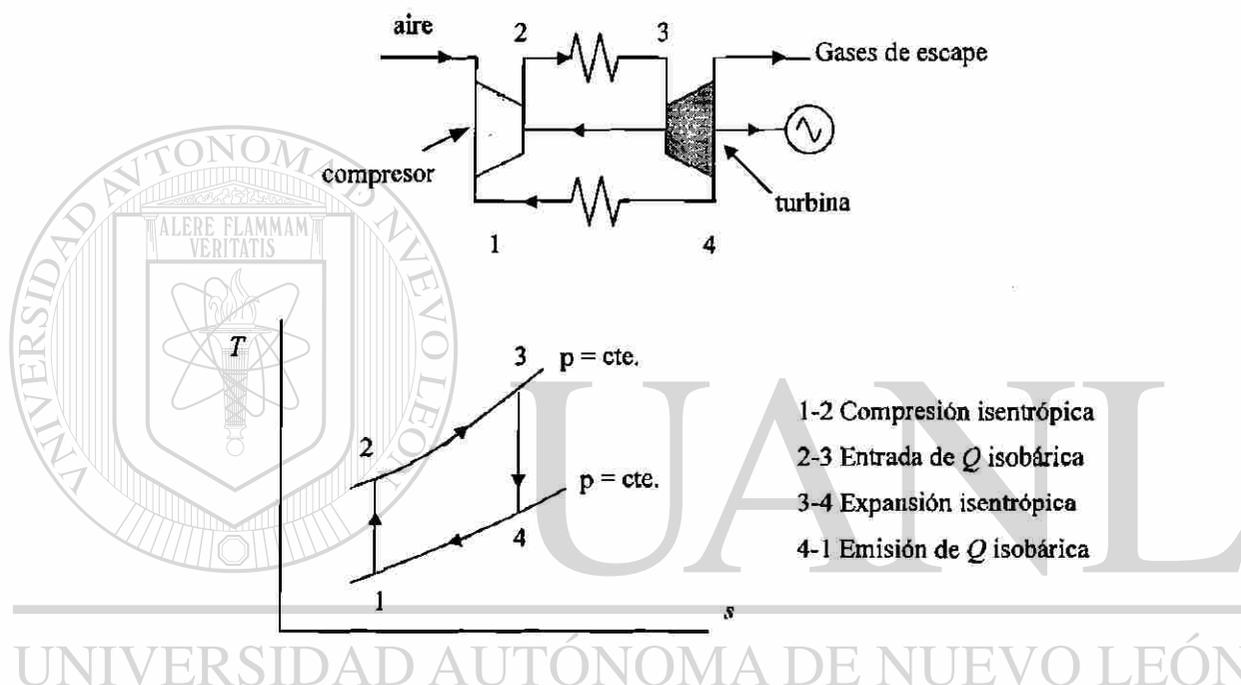


Fig. 2.3 Diagrama Temperatura – Entropía del ciclo térmico de generación de potencia mecánica con turbina de gas.

De la Figura 2.2, se puede ver que los componentes principales de las plantas generadoras que emplean las turbinas de gas son: el compresor, la cámara de combustión y la turbina. La manera en la cual operan estas plantas es: en el punto 1 se toma aire de la atmósfera, el cual entra al compresor para alcanzar las condiciones más favorables para la combustión. Posteriormente, en el punto 2, el aire se mezcla con combustible en forma de gas en la cámara de combustión, para que se lleve a cabo la combustión, y después en el punto 3 los gases calientes que salen de la cámara van hacia la turbina para producir potencia mecánica. En términos de conversión de la energía, la energía química que se libera debido a

la combustión se transfiere al flujo de gas. Esta energía, la cual es medida en términos de entalpía de los gases, se convierte en potencia mecánica por medio del flujo de gas que hace girar a la turbina. Se debe considerar que en este proceso parte de la potencia mecánica manejada va hacia el compresor y el resto, para la aplicación deseada.

En el diagrama $T-s$ de la Figura 2.3, el área debajo de cada una de las curvas de los procesos representa el calor transferido por dicho proceso; así, el área bajo la curva que une a los puntos 2 a 3 representa el calor transferido por la combustión que toma parte en la cámara de combustión, es decir:

$$q_{ent} = \int_{s_2}^{s_3} T(s)_{2,3} ds \quad (2.1)$$

La ecuación 2.1 es válida para todos los procesos, simplemente se cambian los límites de integración a los límites en los cuales se lleva a cabo el proceso, y obviamente también la temperatura en función de la entropía para dicho proceso. Entonces el calor que se despiden en el ciclo térmico Joule Brayton está dado por el área bajo la curva de 1 a 4:

$$q_{sal} = \int_{s_1}^{s_4} T(s)_{1,4} ds \quad (2.2) \quad \text{®}$$

Finalmente, por la primera ley de la termodinámica, la diferencia entre las áreas de 2 a 3 y de 1 a 4 representan el trabajo neto producido en el ciclo térmico:

$$W_{neto} = q_{ent} - q_{sal} \quad (2.3)$$

Es evidente que mientras mayores sean las temperaturas que se manejan en el proceso de 2 a 3 y menores las temperaturas que se manejan de 4 a 1, se tendrá una eficiencia mayor del ciclo térmico.

Para obtener el modelo de los distintos componentes de las plantas de generación con turbina de gas, normalmente se hacen las siguientes consideraciones:

- i) El aire y los productos de la combustión se consideran gases ideales.
- ii) Los calores específicos se consideran constantes para los productos de la combustión, del aire y del vapor inyectado.
- iii) El flujo a través de las toberas (compresor) se describe como un proceso adiabático politrópico, unidimensional y uniforme [1].
- iv) El almacenamiento de energía y el retardo en el transporte en el compresor, en la turbina y en la cámara de combustión son relativamente pequeños; es por esto, que se aplican ecuaciones de estado estable.
- v) La energía cinética a la entrada del flujo de gas en el compresor y en la turbina se considera despreciables.
- vi) El flujo másico de aire a través del compresor es controlable por medio de los álabes en la entrada.

Las plantas de generación que emplean turbinas de gas se pueden modelar con cuatro subsistemas básicos, siendo estos:

- El sistema de combustible (válvula con actuador)
- El compresor
- La cámara de combustión
- La turbina

2.2 Sistema de combustible

Este sistema es el que provee el combustible necesario para que se lleve a cabo la combustión. Es decir, a partir de una señal de demanda de combustible éste sistema opera aumentando el flujo o disminuyéndolo según se requiera. El flujo de combustible que sale del

sistema de combustible es el resultado de la inercia del actuador y del posicionador de la válvula. La ecuación en el dominio de Laplace que describe la dinámica del actuador se puede escribir como:

$$w_f = \frac{k_{ff}}{\tau_f s + 1} e_1 \quad (2.4)$$

w_f flujo de masa del combustible, kg/s

k_{ff} ganancia del sistema de combustible

τ_f constante de tiempo del sistema de combustible, s

e_1 señal interna

El posicionador de la válvula está descrito por:

$$e_1 = \frac{a}{bs + c} e_2 \quad (2.5)$$

a, b, c parámetros de la válvula

e_2 señal interna

$$e_2 = F_d - w_f k_f \quad (2.6)$$

F_d señal de demanda del combustible, en p. u.

k_f coeficiente de retroalimentación

Con las ecuaciones de transferencia anteriores, se puede generar un diagrama de bloques, el cual se implementa directamente en SIMULINK. El sistema se puede encapsular a manera de subsistema para su fácil manipulación posterior, obteniendo la representación que se muestra en la Figura 2.4, ver Apéndice A para mayor detalle. Para el uso del subsistema encapsulado se tienen que especificar los siguientes parámetros: $a, b, c, k_f, k_{ff}, \tau_f$.

Los valores se especifican dando un doble “click” en el ícono que representa al sistema de combustible.

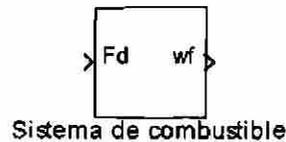


Fig. 2.4 Ícono encapsulado del sistema de combustible.

2.3 Compresor

Los compresores son máquinas de desplazamiento positivo que mantienen el volumen constante en su cámara y un rango de presiones a la salida, las presiones dependen en forma proporcional de la presión de entrada al compresor y en forma inversamente proporcional al cociente de densidades entrada-salida. Es decir, la densidad del gas a la salida del compresor es mayor a la densidad de entrada.

La dinámica del compresor se describe por medio de las siguientes siete ecuaciones: La siguiente ecuación describe el flujo unidimensional estable a través de la tobera, para una compresión politrópica uniforme:

$$w_a = A_o \left[\left(\frac{2m_a}{\eta_{oc}(m_a - 1)} \right) \rho_i p_{cin} \left(r_c^{\frac{2}{m_a}} - r_c^{\frac{m_a + 1}{m_a}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.7)$$

w_a flujo de masa de aire dentro del compresor, kg/s

A_o área de salida del compresor, m²

η_{oc} eficiencia politrópica del compresor

ρ_i densidad del aire de entrada, kg/m³

p_{cin} presión del aire de entrada, Pa

- m_a índice politrópico
 r_c relación de presiones (salida/entrada)

Ecuación del índice politrópico

$$m_a = \frac{\gamma_a}{\gamma_a - \frac{\gamma_a - 1}{\eta_{sc}}} \quad (2.8)$$

γ_a (c_{pa}/c_{va}) relación de calores específicos para el aire (constante)

c_{pa} calor específico del aire a presión constante, J/(kg °K)

c_{va} calor específico del aire a volumen constante, J/(kg °K)

Ecuación de presión de salida del aire

$$P_{cout} = P_{cin} r_c \quad (2.9)$$

Ecuación de temperatura del aire a la salida

$$\left(\frac{T_{cout}}{T_{cin}} \right) = r_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a \eta_{sc}}} \quad (2.10)$$

T_{cout} temperatura del aire de salida, °K

T_{cin} temperatura del aire de entrada, °K

Ecuación de consumo de potencia del compresor

$$P_c = \frac{w_{ain} \Delta h_1}{\eta_c \eta_{trans}} \quad (2.11)$$

- P_c consumo de potencia del compresor, W
- Δh_f cambio isoentrópico de entalpía, correspondiente a la compresión de p_{cin} con respecto a p_{cout} , J/kg
- η_c eficiencia total del compresor
- η_{trans} eficiencia de transmisión de la turbina al compresor

Ecuación de la eficiencia total del compresor

$$\eta_c = \frac{1 - r_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}}}{1 - r_c^{\frac{\gamma_{a,teor} - 1}{\gamma_{a,teor}}}} \quad (2.12)$$

Ecuación de cambio de la entalpía isentrópica de los gases ideales

$$\Delta h_f = c_{pair} T_{cin} \left(r_c^{\frac{R_{air}}{c_{pair}} - 1} \right) \quad (2.13)$$

- c_{pair} calor específico del aire a presión constante, J/(kg °K)
- R_{air} constante de los gases ideales para el aire, J/(kg °K)

De la misma manera que en el sistema de combustible, se encapsuló el diagrama del compresor para obtener un subsistema utilizando SIMULINK y el bloque equivalente que se obtuvo se ilustra en la Figura 2.5. Los parámetros que se deben declarar en este subsistema son: η_{trans} , R_{air} , c_{pair} , η_{ac} , γ_a , A_o .

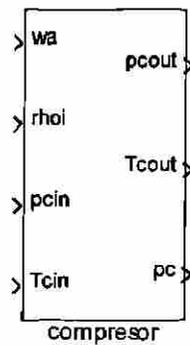


Fig. 2.5 Icono encapsulado del Subsistema Compresor.

2.4 Cámara de combustión

Este es el espacio en el cual se lleva a cabo la combustión y donde los gases calientes, como producto de la combustión, salen hacia la turbina de gas.

Flujo de masa de los gases de escape

$$w_G = w_a + w_f + w_{is} \quad (2.14)$$

w_f flujo de masa del combustible, kg/s

w_{is} flujo de masa de la inyección de vapor, kg/s

w_G flujo de masa hacia la turbina, kg/s

Ecuación de la energía de combustión a una temperatura de 25 °C

$$w_G c_{pg} (T_{Tin} - 298) + w_f \Delta h_{25} + w_a c_{pa} (298 - T_{cout}) + w_{is} c_{ps} (298 - T_{is}) = 0 \quad (2.15)$$

c_{pg} calor específico de los gases de combustión, J/(kg °K)

c_{ps} calor específico del vapor, J/(kg °K)

c_{pa} calor específico del aire, J/(kg °K)

T_{Tin} temperatura de los gases de entrada a la turbina, °K

Δh_{25} entalpía específica de la reacción a la temperatura de referencia, (25 °C), J/kg

T_{is} temperatura del vapor, °K

Pérdida de presión de la cámara de combustión

$$p_{Tin} = p_{cout} - \Delta p \quad (2.16)$$

con:

$$\Delta p = \left[\left(k_1 + k_2 \left(\frac{T_{Tin}}{T_{cout}} - 1 \right) \right) \frac{R}{2} \left(\frac{w_G}{A_m p_{cout}} \right)^2 T_{cout} \right] \quad (2.17)$$

p_{Tin} presión de los gases de combustión a la entrada de la turbina, Pa

Δp pérdida de presión en la cámara de combustión, Pa

k_1, k_2 coeficientes de pérdida de presión

R_{cg} constante universal de los gases para los gases de combustión, J/(kg °K)

A_m área de la sección transversal de la cámara de combustión, m²

Entalpía de los gases a la entrada de la turbina:

$$h_{Tin} = h_{ref} + c_{pg} (T_{Tin} - T_{ref}) \quad (2.18)$$

T_{ref} temperatura de referencia de la combustión, °K

h_{ref} entalpía de referencia de los gases de combustión, J/kg

h_{Tin} entalpía de los gases de entrada a la turbina, J/kg

Al implementar las ecuaciones anteriores en un diagrama de bloques por medio de SIMULINK, se genera un subsistema el cual se ilustra en la Figura 2.6. Para este subsistema se deben declarar los parámetros: c_{pg} , c_{pa} , c_{ps} , k_1 , k_2 , T_{ref} , h_{ref} , A_m , R_{cg} , Δh_{25} .

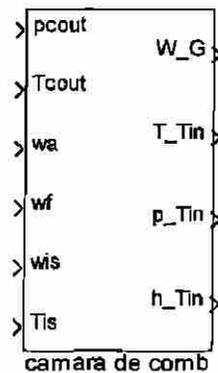


Fig. 2.6 Icono encapsulado del Subsistema Cámara de Combustión.

2.5 La turbina de gas

Esta es la sección en la cual se expanden los gases que salen de la cámara de combustión. Al expandirse los gases, contra los alabes de la turbina, ésta adquiere energía cinética, entregando así potencia mecánica al generador eléctrico.

Relación presión temperatura

$$\left(\frac{T_{Tout}}{T_{Tin}} \right) = r_T^{\eta_{\infty T} \left(\frac{\gamma_{cg} - 1}{\gamma_{cg}} \right)} \quad (2.19)$$

T_{Tout} temperatura de los gases a la salida de la turbina, °K

r_T P_{Tout}/P_{Tin} , relación de presiones de salida a entrada

$\eta_{\infty T}$ eficiencia politrópica de la turbina

γ_{cg} c_{pg}/c_{vg} , relación de calores específicos para los gases de la combustión

$$P_{mech} = P_T - P_c \quad (2.25)$$

$$\Delta h_I = c_{pg} T_{Tin} \left(r_T^{\frac{R_{cg}}{c_{pg}}} - 1 \right) \quad (2.26)$$

P_T potencia mecánica entregada por la turbina, W

P_c potencia requerida por el compresor, W

P_{mech} potencia mecánica neta disponible en la turbina, W

Δh_I cambio de entalpía isentrópica para la expansión de gas de p_{Tin} a p_{Tout} .

c_{pg} calor específico del gas a presión constante, J/(kg °K)

R_g constante de los gases ideales para el gas, J/(kg °K)

Al implementar las ecuaciones anteriores, en un bloque en SIMULINK, se obtiene el subsistema de la Figura 2.7.

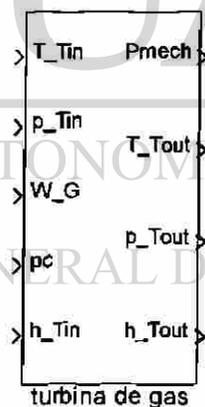


Fig. 2.7 Icono encapsulado del Subsistema Turbina de gas.

2.6 Sistema interconectado completo

Si se interconectan todos los subsistemas desarrollados hasta este punto, se tiene un equivalente que involucra la entrada del flujo de combustible, el cual vendrá de un

controlador y la potencia mecánica como salida, este concepto queda ilustrado en la Figura 2.8. Todos los subsistemas obtenidos pueden formar parte de un subsistema equivalente, en el cual sólo se requiere: como entrada el flujo de combustible y como salida la potencia mecánica y los parámetros de temperatura de los gases a la salida de la turbina. Los gases de salida en las plantas de ciclo combinado se pueden utilizar nuevamente en el Recuperador de Calor y en el Generador de Vapor (RCGV). De esta manera se obtiene el subsistema mostrado en la Figura 2.9.

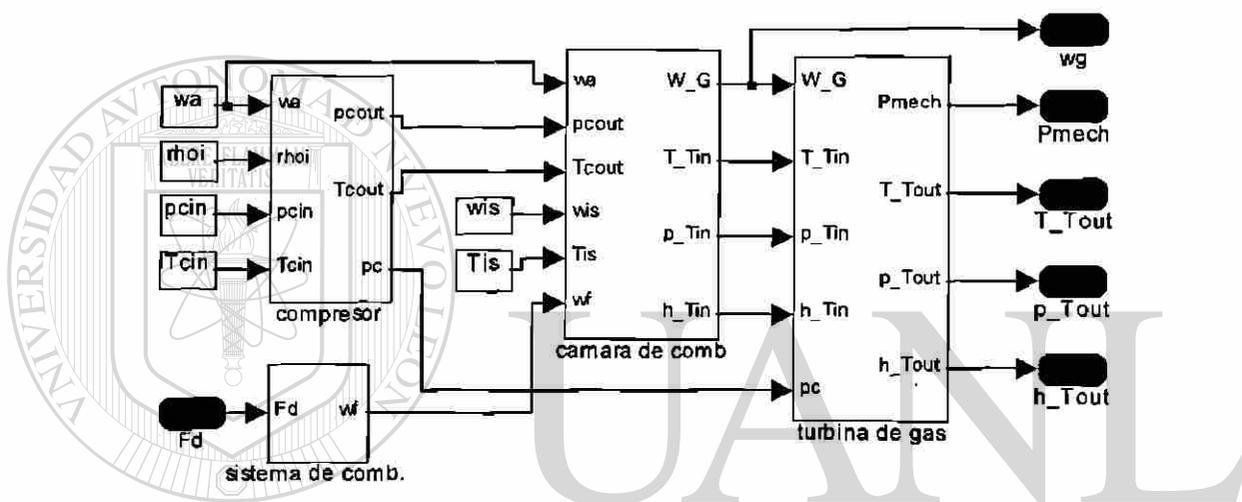


Fig. 2.8 Sistema Compresor, Cámara de Combustión y Turbina de Gas.

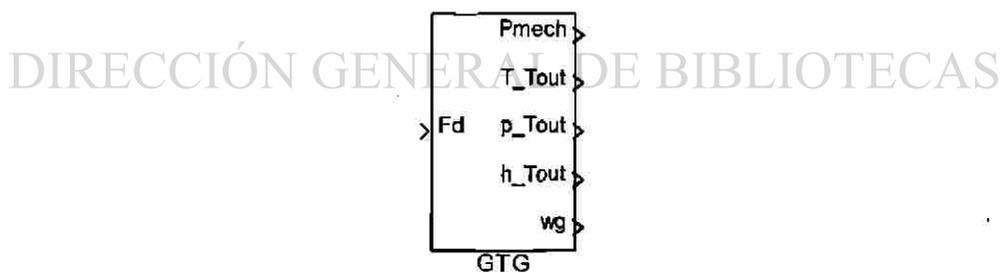


Fig. 2.9 Icono encapsulado del Subsistema Cámara de Combustión.

En el subsistema de la Figura 2.9, los parámetros que se deben declarar son: T_{is} , w_{is} , T_{cin} , p_{cin} , ρ_{is} , w_a .

T_{is} Temperatura del vapor inyectado en la cámara de combustión, °K

w_{is}	flujo de vapor inyectado para la combustión, kg/s]
w_a	flujo de aire a la entrada del compresor y cámara de combustión, kg/s
ρ_i	densidad del aire de entrada, kg/m ³
p_{cin}	presión del aire de entrada, Pa
T_{cin}	temperatura del aire de entrada, °K

2.7 Simulación

En esta sección se presenta y se analiza la simulación de un decremento tipo escalón en la entrada de combustible de 1 p. u. a 0.99 p. u. El objetivo es observar la respuesta dinámica del sistema modelado. Se usan los parámetros de las Tablas 2.1 y 2.2, [1].

Tabla 2.1 Parámetros de los componentes del bloque GTG.

Sistema de combustible:

$$a = 10$$

$$b = 1$$

$$c = 0$$

$$k_{ff} = 1$$

$$k_f = 1$$

$$\tau_f = 0.01$$

Cámara de combustión

$$c_{pg} = 1144 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

$$c_{pa} = 1005 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

$$c_{ps} = 2005 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

$$T_{ref} = 1000 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$h_{ref} = 1.2041\text{e}6 \text{ J/kg}$$

$$A_m = 1 \text{ m}^2$$

$$R_{cg} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

Compresor

$$\eta_{trans} = 0.99$$

$$R_{air} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

$$c_{pair} = 1005 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

$$A_o = 0.01 \text{ m}^2$$

$$\eta_{ac} = 0.9$$

$$\gamma_a = 1.4$$

Turbina de gas

$$c_{pg} = 1144 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

$$A_{to} = 0.14 \text{ m}^2$$

$$R_{cg} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

$$\eta_{\omega T} = 0.9$$

$$\gamma_{cg} = 1.333$$

$$k_2, k_1 = 1$$

$$\Delta h_{25} = -4 \times 10^7 \text{ J/kg}$$

Tabla 2.2 Parámetros de todos los sistemas interconectados.

$$= 601.69 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\rho_i = 1.21 \text{ kg/m}^3$$

$$w_{is} = 0.18566 \text{ kg/s}$$

$$p_{cin} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$$

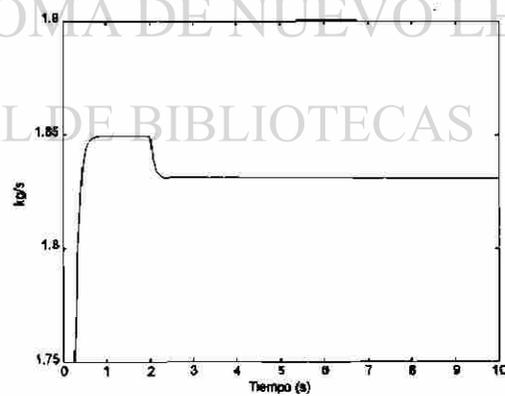
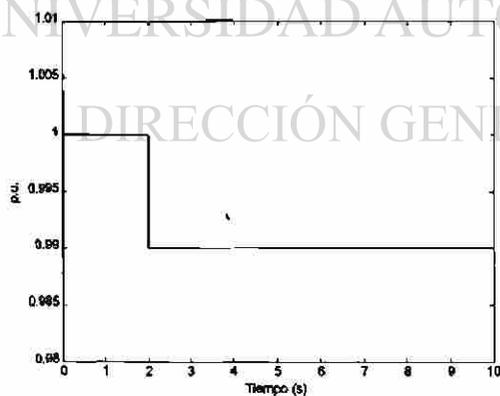
$$w_a = 46.137 \text{ kg/s}$$

$$T_{cin} = 288 \text{ }^\circ\text{K}$$

Los resultados obtenidos, usando la regla trapezoidal (ode23s) y un paso automático de integración, para una simulación de 10 segundos, son los mostrados en la Figura 2.10. Los resultados ilustran que cuando se manda una señal para disminuir el flujo de combustible que va hacia la cámara de combustión, se disminuye la temperatura y la presión de los gases que salen de la cámara de combustión, al igual que su entalpía. Esta disminución se ve reflejada en la potencia mecánica que se entrega a la turbina y en los distintos parámetros de los gases a la salida de la turbina; es decir, en la entalpía, en la presión y en la temperatura.

Señal de entrada del combustible Fd

Flujo del combustible wf



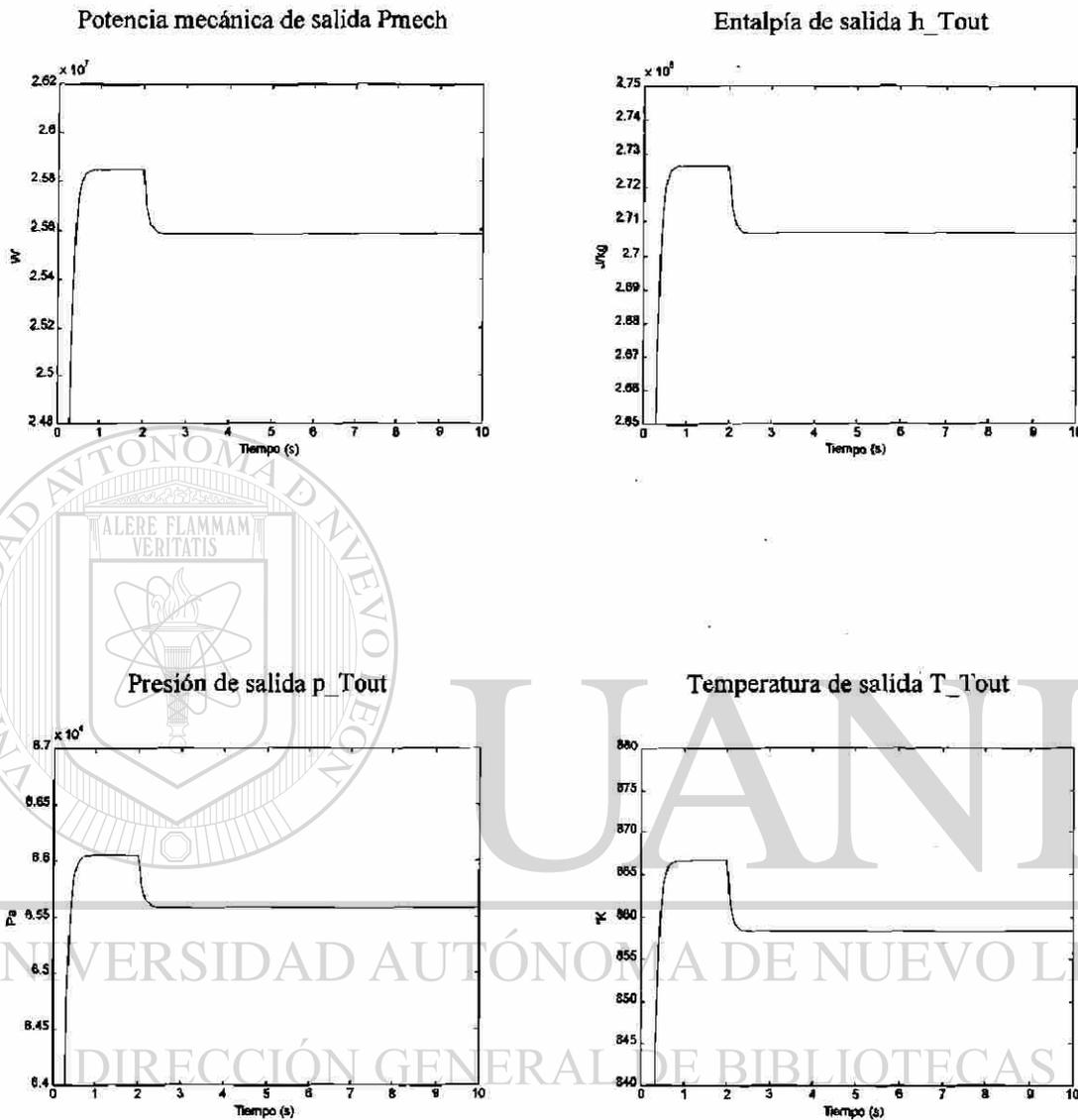


Fig. 2.10 Gráficas de Respuesta en las Variables de Simulación.

2.8 Conclusiones del capítulo

En este capítulo se han presentado y desarrollado modelos para representar las plantas de generación de energía eléctrica que emplean el ciclo térmico Joule Brayton (turbina de gas). Para esto se emplearon ecuaciones de estado estable en cada uno de los componentes del ciclo térmico (excepto en el sistema de alimentación de combustible) ya que la finalidad

de este trabajo es lograr modelos dinámicos de plantas de cogeneración, básicamente de ciclo combinado; esto se hace en base a que los tiempos que se presentan en las dinámicas de los esquemas que emplean turbina de gas son pequeños comparados con los tiempos que se presentan en las dinámicas de las plantas que emplean turbina de vapor. Entonces no son significativos al momento de estar interconectados estos dos esquemas.

El motivo por el cual el compresor se modela como una tobera equivalente en la cual se lleva a cabo una compresión isentrópica del aire, y la turbina como una tobera equivalente en la cual se lleva a cabo una expansión isentrópica de los gases que salen de la cámara de combustión es debido a que esto simplifica los modelos y aun con estas simplificación se siguen representando las físicas relevantes del proceso, como es el cambio en temperatura, presión, entalpía, etc.

Otra de las simplificaciones importantes que se hicieron es considerar al aire y a los gases que salen de la cámara de combustión como gases ideales, es decir gases en los cuales las leyes de Charles, Gay-Lussac y Boyle se cumplen, [34].

Hasta este punto se cuenta con los modelos necesarios para simular la operación del ciclo térmico Joule Brayton, pero aun se debe de trabajar para fijar limitantes y restricciones físicas de los materiales de los equipos, y con éstas realizar las simulaciones; por ejemplo, restricciones en la temperatura de los gases que entran a la turbina de gas, límites en la velocidad de la flecha del compresor, etc.

CAPITULO 3

GENERACION CON BASE A TURBINA DE VAPOR

3.1 Introducción

La generación de energía eléctrica con turbina de vapor se basa en un proceso termodinámico llamado ciclo térmico Rankine [40], Figura 3.1.

Este ciclo termodinámico opera de la siguiente manera: Primero el agua entra en la bomba en el punto 1 como líquido saturado y se comprime isentrópicamente a la presión de operación de la caldera. En la Figura 3.1 se puede apreciar que la temperatura del agua se incrementa un poco durante la compresión isentrópica debido a que se presenta un ligero decremento en el volumen específico del agua; en la Figura 3.1, la línea vertical del punto 1 a 2 del diagrama $T-s$ ha sido exagerada con la finalidad de clarificar lo antes descrito.

Después el agua entra a la caldera como líquido comprimido en el punto 2 y sale como vapor supercalentado en el punto 3. El vapor supercalentado entra a la turbina en donde experimenta una expansión isentrópica y produce trabajo por medio de una flecha la cual esta conectada a un generador eléctrico. La presión y temperatura del vapor cae durante éste proceso para así llegar al punto 4.

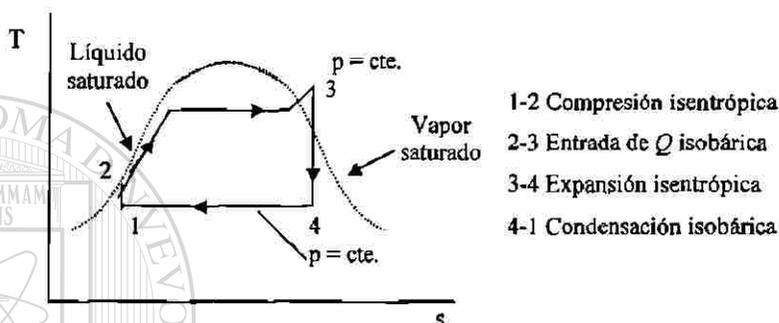
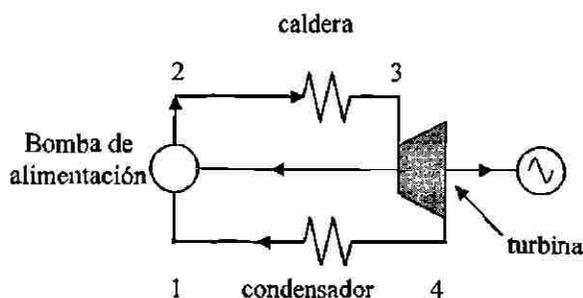


Fig. 3.1 Diagrama Temperatura – entropía del ciclo térmico Rankine "cerrado".

El proceso descrito anteriormente se repite cuando el vapor de salida se enfría y se condensa, regresando a su estado líquido (4 a 1). A este proceso completo se le conoce como ciclo Rankine. En el ciclo Rankine se hacen los arreglos necesarios para obtener, a partir de la energía de entrada del vapor, tanto trabajo como sea posible. Típicamente, la cantidad de vapor super-calentado (3) se maximiza, es decir, que el vapor es recalentado por lo menos una vez antes de ser parcialmente expandido. El vapor extraído de la turbina se utiliza para precalentar el agua de alimentación de la caldera y la eficiencia del ciclo Rankine se maximiza al mantener la temperatura y la presión a la salida de la turbina, tan baja como sea posible.

Al igual que en el ciclo térmico Joule Brayton descrito en el Capítulo 2, el área bajo la curva de cada proceso representa el calor transferido por dicho proceso, y debido a la primera ley de la termodinámica el trabajo neto generado por el ciclo termodinámico Rankine es la diferencia del calor transferido por la combustión que se lleva a cabo en la caldera menos el calor emitido durante el proceso de condensación.

El ciclo Rankine es la base para las plantas de generación de energía eléctrica a partir de vapor. Este tipo de esquemas se forma básicamente con un Recuperador de Calor - Generador de Vapor (RCGV) o Caldera, una Turbina de Vapor que está conectada a un Generador Eléctrico por medio de la flecha, un Condensador y una Bomba.

3.2 Caldera

El sistema "Recuperador de Calor - Generador de Vapor" (RCGV), frecuentemente llamado caldera, es un sistema que transfiere al agua el calor obtenido a partir de la combustión, produciendo agua caliente o vapor. La combustión se lleva a cabo en la cámara de combustión y el calor se transfiere en la cámara de combustión principalmente por radiación hacia las paredes de agua de los elevadores. Las paredes de agua constituyen la sección de evaporación del sistema de generación de vapor. Después de dejar la cámara de combustión, los gases producidos pasan a través del supercalentador, dentro del cual, el vapor eleva su temperatura por arriba de la temperatura de saturación; generando vapor a alta presión. Después de pasar por el supercalentador, la temperatura de los gases permanece alta. Es por esta razón que algunos esquemas modernos de generación de vapor utilizan superficies adicionales para la transferencia de calor y así se aprovecha mejor la energía térmica de los gases. Dentro de las superficies adicionales, se puede encontrar a los Recalentadores (baja presión), a los Economizadores y los Precalentadores de aire, ver Figura 3.2.

Una clasificación de las calderas depende del tipo de aplicación, de esta manera se pueden clasificar en tres categorías: industriales, marina y para plantas de generación de energía eléctrica. Las calderas que se emplean para la generación de energía eléctrica son distintas en cuanto a las condiciones del vapor que se genera y los rangos de generación. Este tipo de calderas puede producir vapor en un rango superior a millones de kilogramos por hora. La presión del vapor puede ser tanto supercrítica como subcrítica y la temperatura frecuentemente está alrededor de 811 °K. En cambio, las calderas para uso industrial

producen generalmente vapor saturado o agua caliente en rangos superiores a 22,680 kg/hr. La presión a la que usualmente operan es menor o igual a 2.068427 MPa.

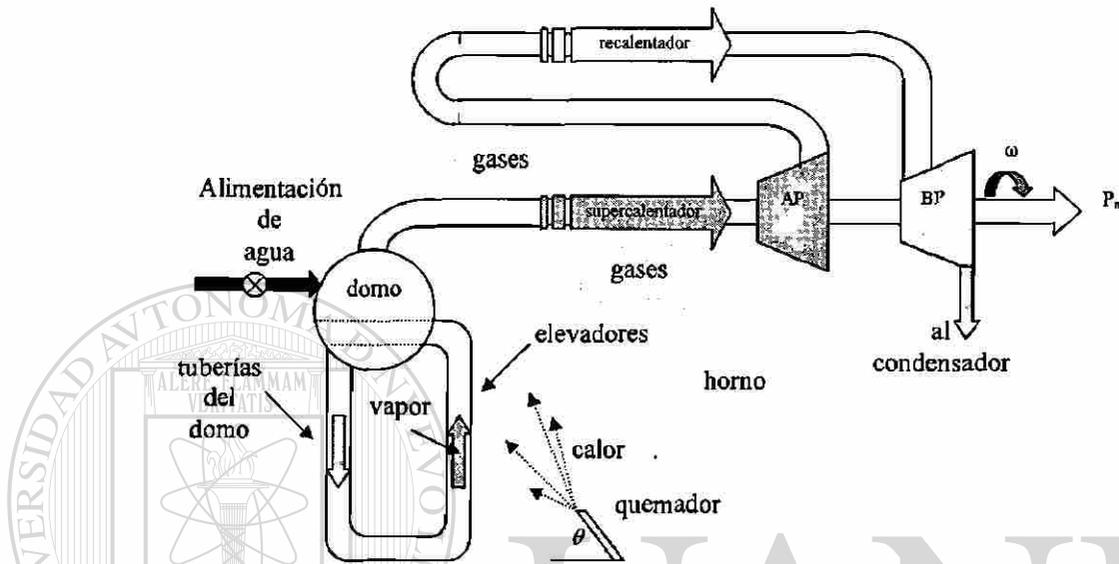


Fig. 3.2 Proceso bajo el cual el RCGV genera vapor y lo entrega a la turbina de vapor en sus diferentes secciones.

Los RCGV operan por medio de la combustión de distintos materiales combustibles.

Dentro de los combustibles usados se puede encontrar el carbón, el lignito, el gas natural y el petróleo. El empleo de distintos tipos de combustibles trae como consecuencia distintos diseños de RCGV y diferentes modos de operación.

Los RCGV son el enlace clave en las plantas de ciclo combinado, ya que estos son los elementos que interconectan a la turbina de gas con el proceso de generación de energía eléctrica, por medio de la turbina de vapor. En este tipo de plantas, la función del RCGV es convertir en vapor la energía contenida en los gases de salida de la turbina de gas. La transferencia del calor en los gases se logra por medio del agua en el domo del RCGV.

Principales consideraciones para el modelo de la caldera:

- i) El modelo solamente incluye derivadas con respecto al tiempo; no se consideran derivadas espaciales.
- ii) Se utilizan ajustes polinomiales para las relaciones entre parámetros del agua y del vapor, tales como la entalpía, la densidad, la temperatura, la presión, etc.
- iii) El vapor supercalentado y los gases a la salida de la cámara de combustión se consideran como gases ideales.
- iv) Se mantiene un flujo volumétrico constante en las tuberías del domo, gracias a las bombas de circulación.
- v) La dinámica del flujo a través de los elevadores y del recalentador se modelan como un sistema de primer orden.
- vi) El modelo solamente incluye las partes principales de la caldera, para lo cual se utilizan características concentradas de aquellas partes en las que se tiene más de una sola sección. Este es el caso de las dos secciones del supercalentador y del atemperador; se considera una sola sección llamada supercalentador más el atemperador.
- vii) Se considera que las variables en este modelo cumplen con el balance físico termodinámico básico, tales como:
 - a. Transferencia de calor para un intercambiador de calor
 - b. Balance de masa
 - c. Pérdidas por fricción
 - d. Ley de radiación de Stefan – Boltzman
 - e. Ecuación de transferencia de calor del gas al metal
 - f. Ecuación de transferencia de calor del metal al vapor

Al RCGV se le puede subdividir en cinco subsistemas, los cuales se enumeran a continuación:

- La cámara de combustión o horno
- Elevadores
- Domo o tambor

- Supercalentador
- Recalentador

En las siguientes secciones se trata con cierto grado de detalle, para un modelado apropiado, cada uno de los subsistemas.

3.2.1 La cámara de combustión u horno

La cámara de combustión u horno es el espacio en el cual se lleva a cabo la combustión y además se efectúa la transferencia del calor generado al quemar los combustibles. Este calor se transfiere a la mezcla de agua y vapor. Dentro de la cámara de combustión se encuentran las distintas superficies que reciben el calor (tubos elevadores, supercalentador, recalentador, etc.), efectuándose el proceso de transferencia principalmente por radiación. El calor recibido por estas superficies depende de la cantidad de energía desprendida en el proceso de la combustión y del volumen que maneja la cámara de combustión.

La transferencia de calor en la cámara de combustión es un proceso complicado, y el pronóstico preciso de la temperatura para los gases en el horno es difícil. Hay muchas variables que pueden afectar la radiación de calor en la cámara de combustión, entre estas, se encuentran por lo menos las características de las superficies y la composición de los productos de combustión. Las características de las superficies no dependen únicamente de los materiales utilizados en las tuberías, también afecta el espesor de las tuberías y de los depósitos de cenizas que se generan como productos de la combustión, etc. Los productos combustibles empleados contienen varios gases, agua, vapor y partículas sólidas. La composición exacta depende del tipo de combustible consumido y la cantidad de aire utilizado. Algunos componentes como el dióxido de carbono, el monóxido de carbono, el vapor de agua y las partículas sólidas participan en la emisión y en la absorción de energía radiada en el horno. Otros componentes como el oxígeno y el nitrógeno no participan en el intercambio; es decir, que son “transparentes” para la radiación térmica.

Además de los factores referidos en el párrafo anterior, la transferencia de calor por radiación se ve afectada por la compleja geometría que presenta la cámara de combustión, así como por sus condiciones de operación. Es claro que la predicción teórica del comportamiento de la combustión y del calor transferido en la cámara de combustión es una tarea complicada; razón por la que en el modelo utilizado sólo se consideran aquellos componentes que tienen una mayor influencia en el proceso y no se consideran variables como, por ejemplo, el cambio que introducen las cenizas en la absorción en las distintas superficies. Así, éste modelo se basa en el principio fundamental de la conservación de la energía.

Balance de calor en la combustión

$$c_F w_F + h_A w_A + h_G w_G - Q_{ir} - Q_{is} - w_{EG} R_s \left(1 + \frac{y}{100} \right) h_{EG} = V_F \frac{d(\rho_{EG} h_{EG})}{dt} \quad (3.1)$$

- c_F valor calorífico del combustible, J/kg
 w_F flujo másico del combustible, kg/s
 h_A entalpía específica del aire, J/kg
 w_A flujo másico del aire, kg/s
 h_G entalpía específica de los gases de escape, J/kg
 w_G flujo másico de los gases de escape, kg/s
 Q_{ir} calor transferido a los elevadores por radiación, J/s
 Q_{is} calor transferido por radiación al supercalentador J/s
 w_{EG} flujo másico de los gases a través de la caldera, kg/s
 h_{EG} entalpía específica del gas, J/kg
 R_s razón estequiométrica del volumen aire/combustible
 y porcentaje de exceso del nivel del aire
 V_F volumen de la cámara de combustión, m³
 ρ_{EG} densidad del gas, kg/m³

Balance másico en la combustión

$$w_F + w_A + w_G - w_{EG} = V_F \frac{d(\rho_{EG})}{dt} \quad (3.2)$$

Calor transferido por radiación a los tubos elevadores

$$Q_{ir} = \theta k V_F \sigma T_g^4 \quad (3.3)$$

T_g temperatura del gas, °K

σ constante de Stefan-Boltzman, W/(m² K⁴)

k coeficiente de atenuación

θ ángulo de inclinación del quemador, rad

Calor transferido por radiación al supercalentador

$$Q_{is} = (1 - \theta) k V_F \sigma T_g^4 \quad (3.4)$$

Calor total transferido al supercalentador

$$Q_{gs} = Q_{is} + k_{gs} w_{EG}^{0.6} (T_{gs} - T_{st}) \quad (3.5) \text{ ®}$$

T_{gs} temperatura del gas que va al supercalentador, °K

T_{st} temperatura del tubo de metal del supercalentador, °K

k_{gs} coeficiente experimental

Calor transferido por convección al recalentador

$$Q_{rs} = k_{rs} w_{EG}^{0.6} (T_{gr} - T_{rh}) \quad (3.6)$$

T_{gr} temperatura en el recalentador de los gases de combustión, °K

T_{rh} temperatura del tubo de metal del recalentador, °K

k_{rs} coeficiente experimental

Calor transferido por convección al economizador

$$Q_{es} = k_{es} w_{EG}^{0.6} (T_{ge} - T_{et}) \quad (3.7)$$

T_{ge} temperatura de los gases de combustión en el economizador, °K

T_{et} temperatura del tubo de metal del economizador, °K

k_{es} coeficiente experimental

Balance calorífico para los gases de combustión que fluyen en la superficie del supercalentador.

$$Q_{gs} = w_{EG} c_{gs} (T_g - T_{gr}) + Q_{is} \quad (3.8)$$

c_{gs} capacidad del calor específico del gas de combustión, J s/(kg °K)

Balance calorífico para los gases de combustión que fluyen en la superficie del recalentador.

$$Q_{rs} = w_{EG} c_{gs} (T_{gr} - T_{ge}) \quad (3.9)$$

T_{ge} temperatura de los gases en el economizador, °K

Balance calorífico para los gases de combustión que fluyen en la superficie del economizador.

$$Q_{es} = w_{EG} c_{gs} (T_{ge} - T_{gl}) \quad (3.10)$$

T_{gl} temperatura a la salida del RCGV, °K

Porcentaje de exceso de aire

$$y = 100(w_A + \gamma_A w_G - w_F R_s) \frac{1}{w_F R_s} \quad (3.11)$$

γ_A contenido de aire fresco en los gases a la salida de la turbina de gas

Flujo de gases de salida a través del RCGV

$$w_{EG} = k_f p_G \quad (3.12)$$

k_f coeficiente de fricción, m s

p_G presión de los gases en la cámara de combustión, Pa

Presión de los gases en la cámara de combustión

$$p_G = R_{EG} \rho_{EG} T_g \quad (3.13)$$

R_{EG} constante de los gases ideales para los gases de escape, J/(kg °K)

Temperatura de los gases en la cámara de combustión

$$T_g = \frac{h_G - h_{ref}}{c_{pG}} + T_{ref} \quad (3.14)$$

h_{ref} entalpía de referencia para los gases de escape, J/kg

T_{ref} temperatura de referencia de los gases de escape, °K

c_{pG} calor específico de los gases de escape a presión constante, J/(kg °K)

Al implementar las ecuaciones algebraicas y diferenciales anteriores por medio del SIMULINK, se obtiene un sistema dinámico de segundo orden. El sistema se desarrolló en

un solo bloque con el fin de establecer algunas constantes que intervienen en la dinámica del sistema, Figura 3.3.

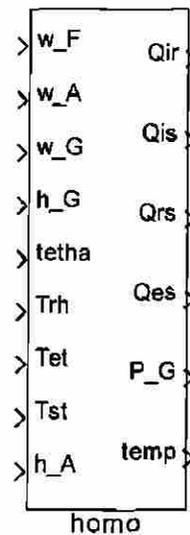


Fig. 3.3 Subsistema de la cámara de combustión.

3.2.2 Tubos elevadores

En el proceso de generación de vapor la caldera es donde el agua empieza a recibir calor para incrementar su temperatura, para posteriormente convertirse en vapor. Este proceso se lleva a cabo en los tubos elevadores. Los elevadores se forman por tuberías que están conectadas al domo y es en ellas donde el calor es transferido del combustible quemado al agua dentro de las tuberías, en la cámara de combustión. Cuando el agua se calienta, su densidad disminuye haciendo que la columna de agua de la sección de los elevadores sea de menor peso que la del resto de la tubería del domo; esta diferencia en pesos es causa de que el agua fluya de manera natural.

El proceso por medio del cual se transfiere calor al agua en estas tuberías es complicado debido a que ocurre cuando el agua está cambiando de fase líquida a vapor. La dinámica en los tubos elevadores se rige por las siguientes ecuaciones:

Balance másico

$$w_d - w_r = V_r \frac{d(\rho_r)}{dt} \quad (3.15)$$

- w_d flujo másico del agua de las tuberías del tambor, kg/s
 w_r flujo másico de la mezcla de vapor-líquido en los elevadores, kg/s
 V_r volumen de los elevadores, m³
 ρ_r densidad de la mezcla de vapor-líquido en los elevadores, kg/m³

Balance calorífico

$$Q_r + w_d h_w = w_r h_r + V_r \frac{d(\rho_r h_r)}{dt} \quad (3.16)$$

- Q_r calor transferido al vapor, J/s
 h_w entalpía específica del agua en el tambor, J/kg
 h_r entalpía específica de la mezcla vapor-agua, J/kg

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Ecuación de la mezcla agua-vapor

$$\rho_r = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_{vw}} \right)^{-1} \quad (3.17)$$

- x calidad del vapor
 ρ_v densidad del vapor saturado, kg/m³
 ρ_{vw} densidad del agua saturada, kg/m³

Balance calorífico de las tuberías con el gas

$$Q_{ir} = Q_r + M_r c_m \frac{d(T_{rt})}{dt} \quad (3.18)$$

Q_{ir} calor transferido por radiación a los elevadores del horno, J/s

Q_r calor transferido de la tubería al vapor, J/s

M_r masa del metal, kg

c_m calor específico del metal, J/(kg°K)

T_{rt} temperatura del metal de la tubería, °K

Calor transferido al vapor

$$Q_r = k_r (T_{rt} - T_v)^3 \quad (3.19)$$

T_v temperatura del vapor en los elevadores, °K

k_r coeficiente experimental, J/(s °K³)

Relación de flujo de las tuberías del tambor a los elevadores

$$\frac{d(w_r)}{dt} = \frac{1}{\tau_r} (w_d - w_r) \quad (3.20)$$

τ_r constante de tiempo empírica del flujo, s

Al implementar las ecuaciones que rigen la dinámica de la tubería elevadora en el SIMULINK se obtuvo un subsistema de orden 4 y se conformo en un bloque que se muestra en la Figura 3.4.

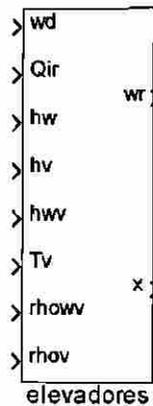


Fig. 3.4 Subsistema de tubería elevadora.

3.2.3 Domo o tambor

El domo es aquella sección de la caldera en la que se almacena y se recibe el agua de alimentación y el vapor condensado de la sección de baja presión de la turbina. En el domo se conectan los tubos elevadores en donde se tiene la conversión de fase de agua a vapor; el vapor obtenido pasa al supercalentador. Las ecuaciones son:

Balance másico del líquido

$$w_e + (1-x)w_r - w_d - w_{ec} = \frac{d(m_{dl})}{dt} \quad (3.21)$$

w_e flujo másico del agua de alimentación, kg/s

x calidad del vapor

w_r flujo másico de la mezcla vapor líquido, kg/s

w_d flujo másico del agua de las tuberías del tambor, kg/s

w_{ec} evaporación másica del líquido, kg/s

m_{dl} masa del líquido en el tambor, kg

Flujo másico en las tuberías del tambor

$$w_d = v_{dow} \rho_w \quad (3.22)$$

v_{dow} razón de flujo volumétrico del líquido, m³/s

Balance calorífico del líquido

$$w_e h_e + (1-x) w_r h_{wp} = w_d h_w + w_{ec} h_v + \frac{d(m_d h_w)}{dt} \quad (3.23)$$

h_e entalpía específica del agua de alimentación, J/kg

h_{wp} entalpía específica del agua saturada, J/kg

h_w entalpía específica del agua en el tambor, J/kg

h_v entalpía específica del vapor saturado, J/kg

Balance másico del vapor

$$w_{ec} - x w_r = w_v + \frac{d(V_v \rho_v)}{dt} \quad (3.24)$$

w_v flujo másico del vapor en la salida del tambor, kg/s

V_v volumen del vapor, m³

ρ_v densidad del vapor, kg/m³

Dinámica de evaporación

$$w_{ec} = k_{ec} (T_w - T_v) \quad (3.25)$$

k_{ec} coeficiente experimental, kg/(s °K)

T_w temperatura del agua en el tambor, °K

T_v temperatura del vapor en el tambor, °K

Volumen del vapor

$$V_v = V - V_L \quad (3.26)$$

V volumen del tambor, m^3

V_L volumen del líquido en el tambor, m^3

Existen otras variables en el domo las cuales se calculan a partir de Tablas de Propiedades del Agua y del Vapor Saturado [7, 8, 9, 40]. Esto significa que de relaciones establecidas a través de pruebas y experimentos, a partir de la variación de un parámetro del agua o del vapor saturado, se miden otras variables. Al obtener varios puntos se puede ajustar a una función matemática que describe tal comportamiento. Para el modelo del domo se requieren las variables descritas en las Figuras 3.5 a 3.11, todas ellas en función de la densidad del vapor saturado ρ_v .

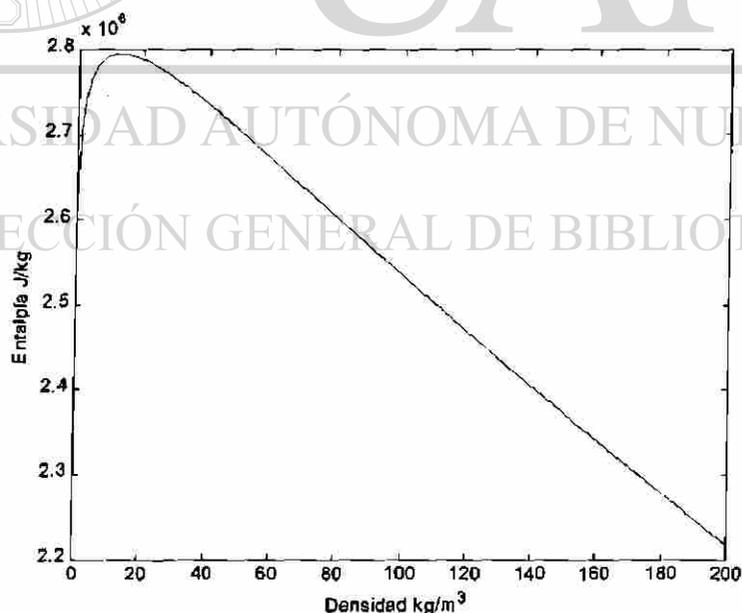


Fig. 3.5 Entalpía en función de la densidad del vapor saturado.

$$h_v = 2700200 + 47574 \ln(\rho_v) + 1117.6 \ln(\rho_v)^2 - 526.3118 \ln(\rho_v)^3 - 400 \ln(\rho_v)^4 - 60.579 \ln(\rho_v)^5 - 5.3885 \ln(\rho_v)^6 \quad \text{J/kg}$$

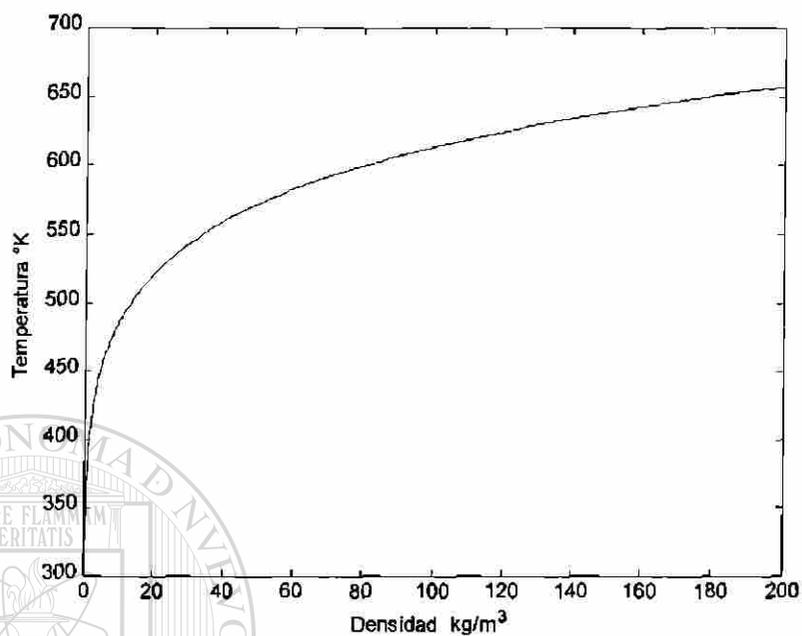


Fig. 3.6 Temperatura en función de la densidad del vapor saturado.

$$T_v = 390.4075 + 35.5266 \ln(\rho_v) + 2.7876 \ln(\rho_v)^2 \quad ^\circ\text{K}$$

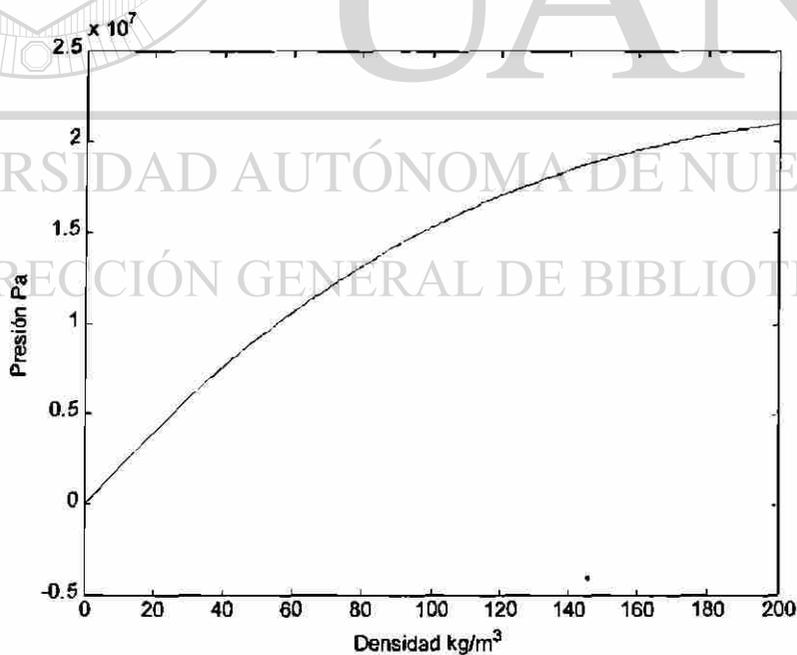


Fig. 3.7 Presión en función de la densidad de vapor saturado.

$$p_v = 0.83416 \rho_v^3 - 732.18 \rho_v^2 + 2.1806 \times 10^5 \rho_v - 32269 \quad \text{Pa}$$

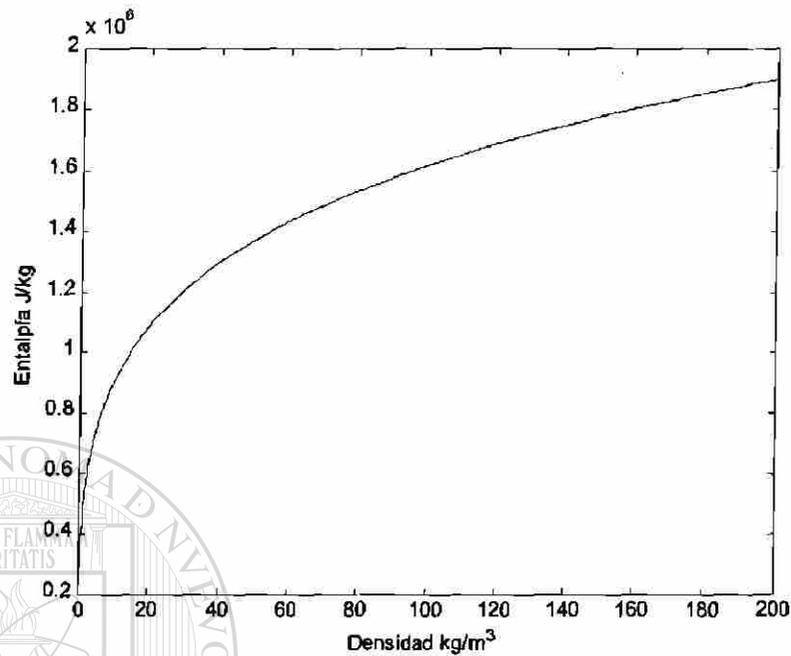


Fig. 3.8 Entalpia del agua saturada en función de la densidad del vapor saturado.

$$h_{wv} = 483140 + 141310 \ln(\rho_v) + 16447 \ln(\rho_v)^2 + 1373.1 \ln(\rho_v)^3 \quad \text{J/kg}$$

Las variables en función de la entalpia específica del agua saturada en el domo (h_w):

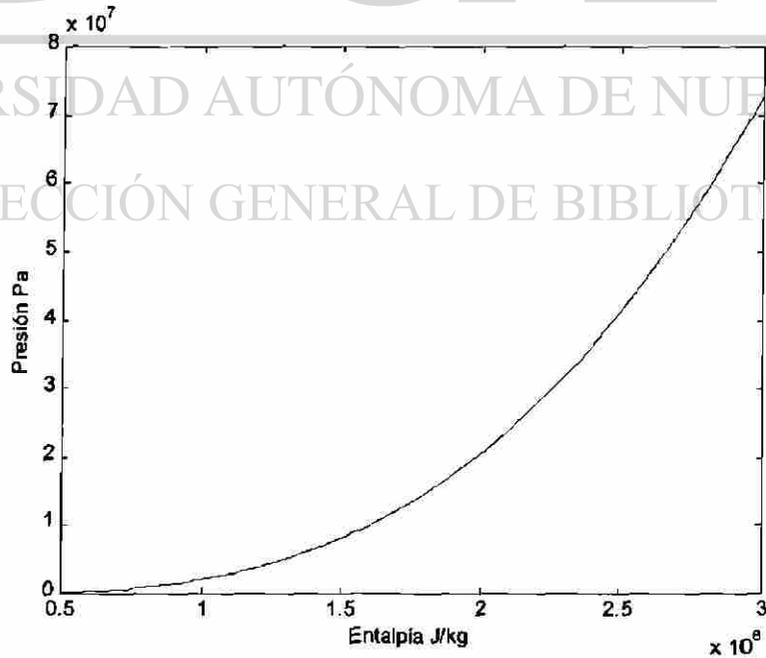


Fig. 3.9 Presión del agua saturada en función de la entalpia del agua saturada.

$$P_w = 0.1245 h_w - 9.7369 \times 10^{-7} h_w^2 + 3.0143 \times 10^{-12} h_w^3 \quad \text{Pa}$$

Al implementar las ecuaciones anteriores en SIMULINK se obtiene el bloque que describe la dinámica del domo.

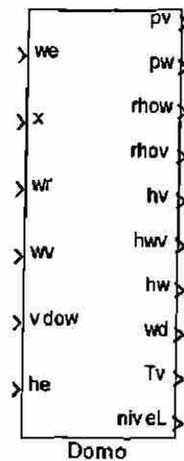


Fig. 3.12 Subsistema del Domo.

3.2.4 Supercalentador y Atemporador

El supercalentador es un intercambiador de calor en el cual se transfiere calor al vapor saturado para incrementar su temperatura. El proceso de supercalentamiento incrementa la eficiencia total del ciclo. Además, reduce el nivel de humedad en las últimas etapas de la turbina de vapor y esto tiene como consecuencia que se incremente la eficiencia interna de la turbina.

Una de las características que debe de tener el supercalentador es el mantener constante la temperatura del vapor de salida, en un rango determinado de operación. Si la temperatura del vapor se vuelve excesiva, pueden provocarse fallas debido al sobrecalentamiento de componentes del supercalentador, o del recalentador mismo o en la turbina. También se puede tener problemas si la temperatura del vapor a la salida del supercalentador se mantiene por abajo del valor de diseño, ya que esto puede generar erosión y desgaste por el exceso de humedad en las últimas etapas de la turbina de vapor, esto también se manifiesta como una menor eficiencia.

El supercalentador se encuentra localizado a la salida del horno o en una parte en la cual pueda recibir la energía térmica de la alta temperatura asociada a los productos de la combustión. En las calderas de gran tamaño los supercalentadores generalmente se encuentran divididos en dos secciones, el supercalentador primario y el secundario. El vapor saturado entra primero al supercalentador primario y recibe ahí el supercalentado inicial. El supercalentador primario se encuentra localizado en una zona donde la temperatura de los gases es relativamente baja. Después del supercalentado primario, el vapor pasa a la segunda sección del supercalentador y se completa el proceso. La razón por la cual el supercalentador se divide, es por dar lugar al recalentador de vapor y para alcanzar una transferencia de calor más efectiva de los gases hacia el vapor. Sin embargo, es justificable el modelado de parámetros concentrados para el proceso de supercaletamiento, en especial para el presente trabajo de investigación, ya que la diferencia del modelarlo de manera distribuida a forma concentrada es realmente pequeña.

Las ecuaciones que describen al supercalentador y el atemperador son:

Balance másico

$$w_v - w_s + w_a = V_s \frac{d(\rho_s)}{dt} \quad (3.27) \quad \text{®}$$

w_v flujo másico del vapor del tambor al supercalentador, kg/s

w_s flujo másico del vapor que sale del supercalentador, kg/s

V_s volumen del supercalentador, m³

ρ_s densidad del vapor supercalentado, kg/m³

w_a flujo másico del agua en el atemperador, kg/s

Pérdidas por fricción

$$p_v - p_s = \frac{w_v^2}{\rho_v} f_s \quad (3.28)$$

- p_v presión del vapor en el tambor, Pa
 p_s presión del vapor supercalentado, Pa
 ρ_v densidad del vapor saturado, kg/m³
 f_s coeficiente de fricción, m⁻⁴

Balance calorífico del gas en la tubería

$$Q_{gs} = Q_s + M_s C_{st} \frac{d(T_{st})}{dt} \quad (3.29)$$

- Q_{gs} calor recibido en el supercalentador, J/s
 Q_s calor transferido al vapor, J/s
 M_s masa de las tuberías del supercalentador, kg
 C_{st} capacitancia calorífica de las tuberías del supercalentador, J/(kg °K)
 T_{st} temperatura del metal de las tuberías, °K

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Calor transferido de la tubería al vapor

$$Q_s = k_s w_v^{0.8} (T_{st} - T_s) \quad (3.30)$$

- k_s coeficiente de transferencia de calor, J/(kg °K)
 T_s temperatura del vapor, °K

Balance calorífico para el vapor

$$Q_s + w_v h_v = w_s h_s - (h_a - h_f) w_a + V_s \frac{d(\rho_s h_s)}{dt} \quad (3.31)$$

h_v entalpía específica del vapor saturado, J/kg

h_s entalpía específica para el vapor supercalentado, J/kg

h_a entalpía específica del agua para la atemperación, J/kg

h_f entalpía específica de la evaporación, J/kg

Temperatura del vapor supercalentado

$$T_s = \frac{h_s - h_{ref}}{c_{ps}} + T_{ref} \quad (3.32)$$

T_s temperatura del vapor supercalentado, °K

h_{ref} entalpía de referencia del vapor, J/kg

T_{ref} temperatura de referencia del vapor, °K

c_{ps} calor específico del vapor a presión constante, J/(kg °K)

Presión del vapor supercalentado

$$p_s = R_s \rho_s T_s \quad (3.33)$$

p_s presión del vapor supercalentado, Pa

R_s constante de los gases ideales, J/(kg °K)

Al implementar las ecuaciones anteriores en el SIMULINK se generó el siguiente bloque:

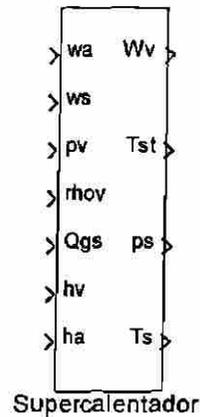


Fig. 3.13 Subsistema del Supercalentador.

3.2.5 Recalentador

El recalentador al igual que el supercalentador, es un intercambiador de calor en el que se transfiere calor al vapor para incrementar su temperatura. El recalentador usualmente se encuentra localizado entre la sección primaria del supercalentador y la sección secundaria. Después de que el vapor ha sido parcialmente expandido en la turbina, éste regresa a la caldera para ser recalentado. La temperatura del vapor a la salida del recalentador normalmente es la misma que la del vapor a la salida del supercalentador o ligeramente mayor. Debido a que tanto el supercalentador como el recalentador son intercambiadores de calor, su diseño y operación es aplicable para ambos. Las ecuaciones del recalentador son similares a las ecuaciones del supercalentador. La única diferencia es que en estas ecuaciones no se considera el flujo de atemperamiento.

Las ecuaciones que describen la dinámica del recalentador son:

Balance másico

$$w_{ri} - w_{ro} = V_r \frac{d(\rho_m)}{dt} \quad (3.34)$$

- w_{ri} flujo másico del vapor a la entrada del recalentador, kg/s
 w_{ro} flujo másico del vapor a la salida del recalentador, kg/s
 V_r volumen del recalentador, m³
 ρ_{rh} densidad del vapor recalentado, kg/m³

Temperatura del vapor recalentado

$$T_r = \frac{h_{ro} - h_{ref}}{c_{pr}} + T_{ref} \quad (3.35)$$

- h_{ro} entalpía específica del vapor de salida, J/s
 h_{ref} entalpía de referencia del vapor, J/s
 T_{ref} temperatura de referencia del vapor, °K
 c_{pr} calor específico del vapor a presión constante, J/(kg °K)

Presión de vapor recalentado

$$p_{ro} = R_r \rho_{rh} T_r \quad (3.36)$$

- p_{ro} presión del vapor recalentado, Pa
 R_r constante de los gases ideales, J/(kg °K)

Flujo másico a la salida del recalentador

$$\frac{d(w_{ro})}{dt} = \frac{1}{\tau_{rh}} (w_{ri} - w_{ro}) \quad (3.37)$$

- τ_{rh} constante de tiempo determinada experimentalmente, s

Balance calorífico entre las tuberías y el vapor

$$Q_{rs} = Q_{rh} + M_r C_{rh} \frac{d(T_{rh})}{dt} \quad (3.38)$$

Q_{rs} calor suministrado al recalentador, J/s

Q_{rh} calor transferido al vapor, J/s

M_r masa de las tuberías del recalentador, kg

C_{rh} capacitancia calorífica de las tuberías, J/(kg °K)

T_{rh} temperatura del metal de las tuberías, °K

Calor transferido de las tuberías al vapor

$$Q_{rh} = k_{rh} w_{ri}^{0.8} (T_{rh} - T_r) \quad (3.39)$$

k_{rh} coeficiente experimental de transferencia de calor, J/(kg °K)

T_r temperatura del vapor recalentado, °K

Balance calorífico para el vapor

$$Q_{rh} + w_{ri} h_{ri} = w_{ro} h_{ro} + V_r \frac{d(\rho_{rh} h_{ro})}{dt} \quad (3.40)$$

h_{ri} entalpía específica del vapor de entrada, J/s

h_{ro} entalpía específica del vapor a la salida, J/s

Al implementar las ecuaciones anteriores en el SIMULINK, se obtiene el bloque que describe la dinámica del recalentador, Figura 3.14.

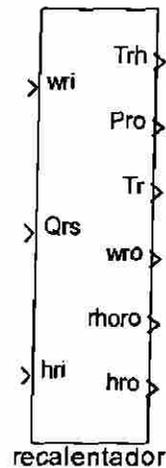


Fig. 3.14 Subsistema del Recalentador.

3.3 Economizador

Las calderas de las plantas de generación eléctrica, usualmente se equipan con un economizador. La eficiencia de la caldera se incrementa en alrededor de 1 % por cada 260 °K que se produzcan en el economizador. El economizador es un intercambiador de calor tubular. El agua del sistema de alimentación de agua fluye a través de las tuberías de éste y absorbe energía del gas que descarga el supercalentador y el recalentador. Los economizadores son justificables en las calderas porque éstos pueden absorber cierta cantidad de calor a un costo menor que otras superficies de la caldera.

Debido a que el economizador es también un intercambiador de calor, las ecuaciones que describen su dinámica de éste son semejantes a las ecuaciones que describen la dinámica del recalentador.

Balance másico

$$w_{ei} - w_{eo} = V_e \frac{d(\rho_e)}{dt} \quad (3.41)$$

- w_{ei} flujo másico de entrada de agua al economizador, kg/s
 w_{eo} flujo másico de salida de agua del economizador, kg/s
 V_e volumen del economizador, m³
 ρ_e densidad del líquido que está contenido en el economizador, kg/m³

Balance térmico entre las tuberías y el gas

$$Q_{es} = Q_e + M_e c_e \frac{d(T_{ei})}{dt} \quad (3.42)$$

- Q_{es} calor transferido por convección del horno y absorbido por el economizador, J/s
 Q_e calor transferido al líquido contenido en el economizador, J/s
 M_e masa de las tuberías del economizador, kg
 c_e capacitancia calorífica de las tuberías del economizador, J/(kg °K)

Calor transferido de las tuberías al líquido

$$Q_e = k_e w_{ei}^{0.8} (T_{ei} - T_{eo}) \quad (3.43)$$

- k_e coeficiente de transferencia de calor, J/(kg °K)
 T_{eo} temperatura del líquido en el economizador, °K
 T_{ei} temperatura de las tuberías del economizador, °K

Balance calorífico para el líquido dentro del economizador

$$Q_e + w_{ei} h_{ei} = w_{eo} h_{eo} + V_e \frac{d(\rho_e h_{eo})}{dt} \quad (3.44)$$

- h_{ei} entalpía específica del agua a la entrada, J/kg
 h_{eo} entalpía específica del agua a la salida, J/kg

Retardo en el flujo másico del agua

$$\frac{d(w_{eo})}{dt} = \frac{1}{\tau_w} (w_{ei} - w_{eo}) \quad (3.45)$$

τ_w constante de tiempo empírica, s

$$w_o = w_{at} + w_{eo} \quad (3.46)$$

w_{at} flujo másico de agua del sistema de alimentación externo, kg/s

w_o flujo másico de agua a la salida del economizador, kg/s

Otras variables que intervienen en la dinámica del economizador se obtienen utilizando las tablas del agua saturada, [7].

La entalpía específica del agua saturada, en función de la presión del agua a la entrada del economizador $h_{ei} = f(p_{ei})$, se muestra en la Figura 3.15. La temperatura del agua a la salida del economizador, dada en términos de la entalpía del agua saturada $T_{eo} = f(h_{eo})$, ésta es la misma forma de la expresión que se utilizó para el modelo del domo. La presión del agua a la salida del economizador, dada en función de la entalpía del agua saturada $p_{eo} = f(h_{eo})$. Esta función es similar a la utilizada en el modelo del domo.

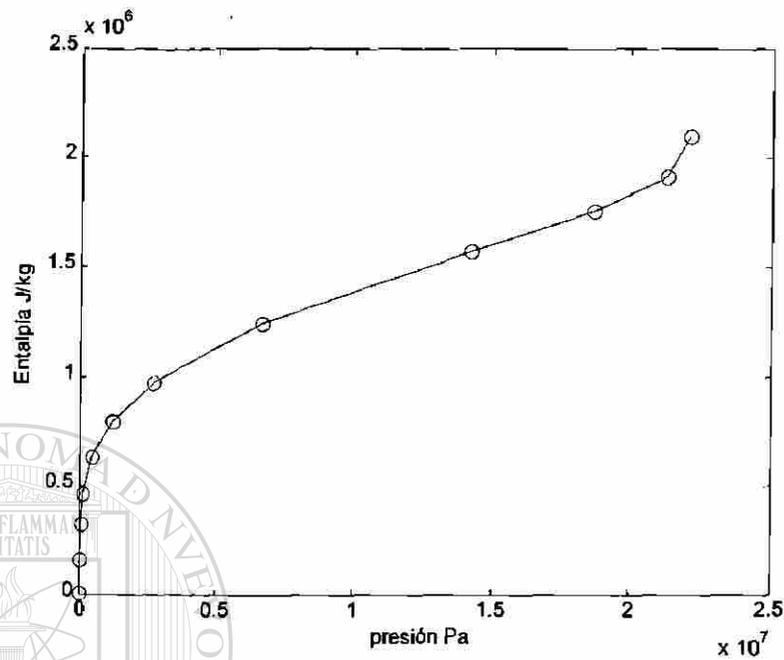


Fig. 3.15 Entalpia específica del agua saturada.

Al implementar las ecuaciones anteriores en el SIMULINK, se obtiene un bloque que describe la dinámica del economizador. El sistema de la caldera se compone por el supercalentador, recalentador, domo, horno y tubos elevadores, y el economizador es parte del sistema de alimentación de agua, Figura 3.16.

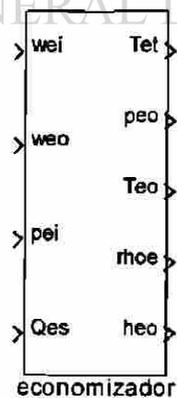


Fig. 3.16 Subsistema del Economizador.

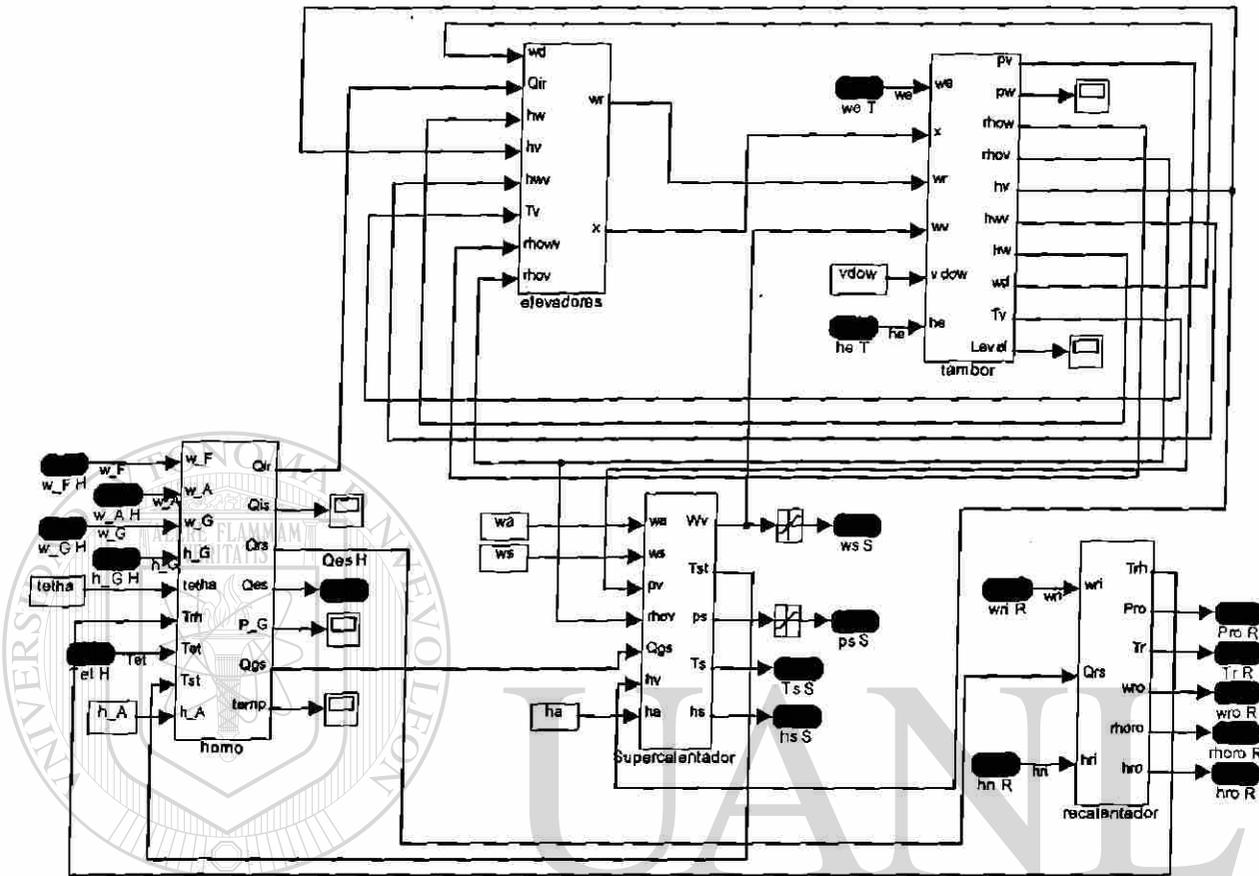


Fig. 3.18 Bloques contenidos dentro del subsistema caldera.

3.5 Simulación

A fin de observar respuestas dinámicas se efectuaron simulaciones para el sistema descrito. Se usaron los parámetros de la Tabla 3.1, con los siguientes flujos: másico de combustible de 14.083 kg/s, másico de aire hacia la caldera de 64.093 kg/s y de gases (salida de la turbina de gas en ciclo combinado) de 23.168 kg/s. Se hace una simulación empleando ode23t y durante 2000 segundos de simulación con la finalidad de que el sistema alcance su estado estable y se obtienen los resultados de la Figura 3.19.

Tabla 3.1 Parámetros para la dinámica del proceso térmico.

Horno o cámara de combustión	Supercalentador y atemperador
$k_F = 0.001 \text{ m s}$	$C_{st} = 481.4 \text{ J/(kg K)}$
$k = 0.18$	$M_s = 1.04 \times 10^4 \text{ kg}$
$k_{gs} = 3532 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$V_s = 8.462 \text{ m}^3$
$c_{gs} = 1045 \text{ (J s)/(Kg } ^\circ\text{K)}$	$k_s = 4.37 \times 10^4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$k_{rs} = 1.3926 \times 10^4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$f_s = 2615 \text{ m}^{-4}$
$V_F = 2000 \text{ m}^3$	$R_s = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$C_F = 2.91 \times 10^7 \text{ J/kg}$	$T_{ref} = 723 \text{ } ^\circ\text{K}$
$R_s = 3.5$	$c_{ps} = 2330 \text{ J/(kg K)}$
$\gamma = 0.1$	$h_{ref} = 3.3244 \times 10^6 \text{ J/kg}$
$k_{es} = 247.549 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	
$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$	
$R_{EG} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	
$T_{ref} = 805.19 \text{ } ^\circ\text{K}$	
$c_{pg} = 1144 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	
$h_{ref} = 887520 \text{ J/kg}$	
Domo	Economizador
$r = 0.61 \text{ m}$	$c_e = 481 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$V = 9.253 \text{ m}^3$	$M_e = 7000 \text{ kg}$
$k_{ec} = 0.6124 \text{ kg/(s} \cdot \text{ } ^\circ\text{K)}$	$V_e = 3 \text{ m}^3$
	$k_e = 43700 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
Elevadores	Recalentador
$k_r = 444.2 \text{ J/(s } ^\circ\text{K}^3)$	$\tau_{rh} = 0.2 \text{ s}$
$M_r = 2.25 \times 10^4 \text{ kg}$	$C_{rh} = 481 \text{ J/(kg K)}$
$c_{ri} = 481.4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$M_r = 7000 \text{ kg}$
$V_r = 6.53 \text{ m}^3$	$k_{rh} = 2.95 \times 10^4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$\tau_r = 1 \text{ s}$	$R_r = 461.49 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

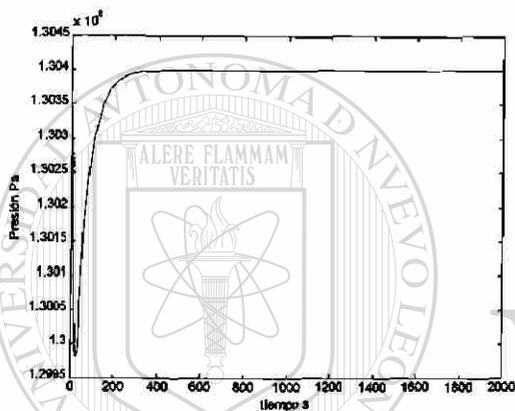
$$T_{ref} = 723.16 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$c_{pr} = 2200 \text{ J/kg}$$

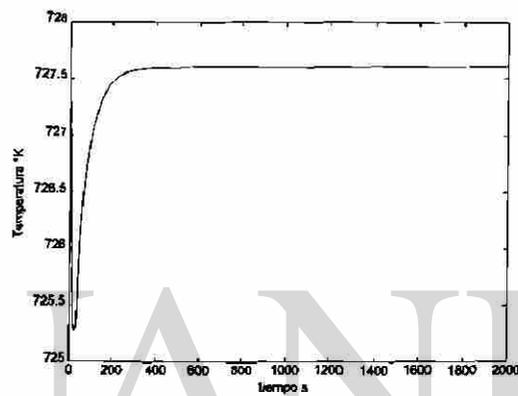
$$h_{ref} = 3.3244 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$V_{rh} = 10 \text{ m}^3$$

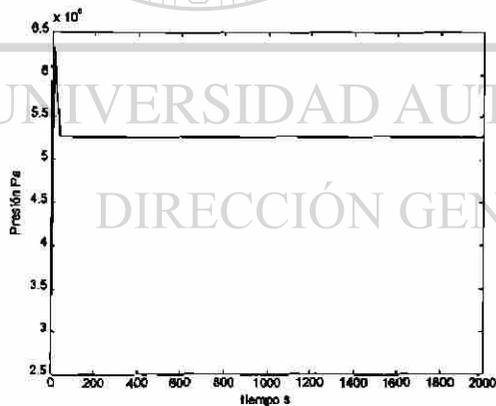
Presión del vapor a la salida del recalentador



Temperatura del vapor a la salida del recalentador



Presión del vapor a la salida del supercalentador



Temperatura del vapor a la salida del supercalentador

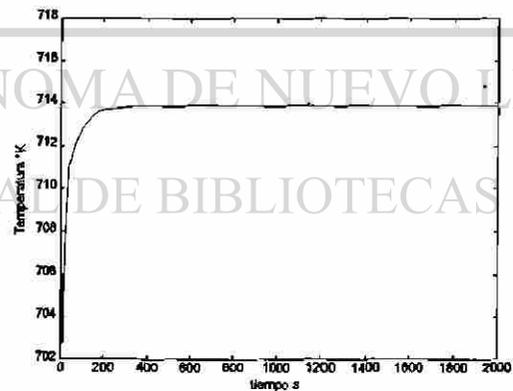


Fig. 3.19 Respuesta dinámica de variables en el proceso termodinámico de la caldera.

3.6 Condensador

El condensador es una parte importante en las plantas de generación de energía eléctrica que usan como medio la turbina de vapor. En el condensador el calor latente en el vapor que sale de la turbina de gas es transferido al agua, la cual funciona como refrigerante; posteriormente dicho calor se disipa en la atmósfera. El vapor que sale del condensador tiene, generalmente, una temperatura no menor a la temperatura de saturación del vapor. El vapor condensado es recuperado a manera de agua destilada, la cual se emplea nuevamente en el sistema de alimentación de agua para el RCGV.

Como se muestra en la Figura 3.20, el condensador consiste de una coraza la cual tiene un par de cámaras, una a cada lado y en las cámaras se concentra la entrada y salida del vapor, tanto el condensado como el vapor sin condensar. Por la primer cámara entra el vapor que va a ser condensado y después pasa por tuberías, las cuales están sumergidas en el líquido refrigerante. En las tuberías es en donde se lleva a cabo el intercambio indirecto de calor entre el líquido refrigerante y el vapor, esto a través del metal de las tuberías que sirven de interfase. El líquido refrigerante generalmente tiene circulación forzada; es decir, se hace circular al ser impulsado por medio de una bomba.

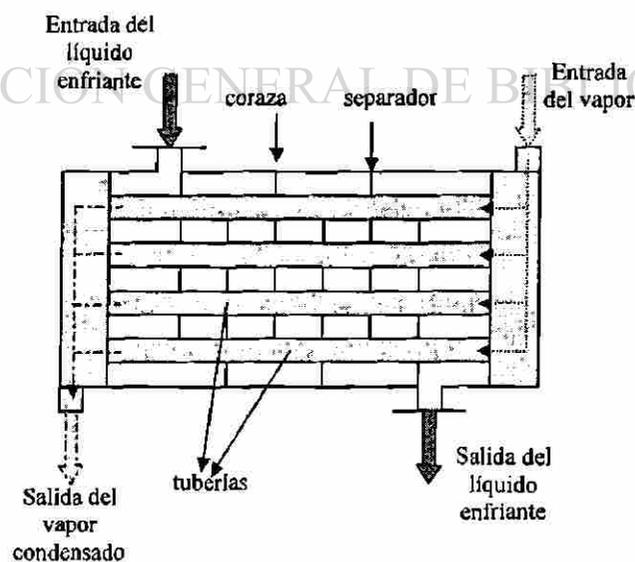


Fig. 3.20 Diagrama de un condensador tipo "tubo y coraza".

En el modelo de condensador que se presenta se considera que el vapor saturado, o casi saturado, ocupa todo el volumen de la coraza, y de esta manera se simplifica el análisis. Para este modelo, el condensador se divide en cuatro subsistemas los cuales son:

- La coraza
- Las tuberías
- Las ecuaciones del vapor
- Las ecuaciones del líquido

Además, para este modelo se hacen las siguientes consideraciones:

- i) El condensador es tipo “tubo y coraza”.
- ii) El vapor saturado o casi saturado entra al condensador y sale condensado saturado; no hay desbordamiento en el condensador.
- iii) Las masas del material en el condensador se consideran concentradas de la siguiente manera:
 - a. El material de la coraza en un solo nodo.
 - b. Los tubos de la coraza se concentran en un nodo.
 - c. El vapor en la coraza se considera en un solo nodo.
 - d. El líquido en las tuberías se considera en N tuberías que están dentro del condensador.
- iv) La coraza se considera que está perfectamente aislada.
- v) Se considera la transferencia de calor radial solamente, la transferencia axial se desprecia.
- vi) El flujo se considera unidimensional.
- vii) Se considera que no hay evaporación del líquido de la tubería.
- viii) Se considera que no hay retardo de tiempo del flujo de líquido en el condensador.
- ix) El líquido se considera que está idealmente mezclado en el área transversal de cualquier tubería.
- x) Los coeficientes de transferencia de calor se consideran constantes.

3.6.1 Ecuaciones del material de la coraza

Flujo calorífico del vapor a la coraza

$$Q_{sh} = H_{sh} A_{sh} (T_{st} - T_{sh}) \quad (3.47)$$

Q_{sh} flujo de calor hacia la coraza, J/s

H_{sh} coeficiente de transferencia de calor para el material de la coraza, J/(s °K m²)

A_{sh} área de la superficie de la coraza, m²

T_{sh} temperatura de la coraza, °K

T_{st} temperatura del vapor, °K

Dinámica de la temperatura en la coraza

$$\frac{d(T_{sh})}{dt} = \frac{1}{m_{sh} c_{psh}} Q_{sh} \quad (3.48)$$

m_{sh} masa de la coraza, kg

c_{psh} calor específico de la coraza, J/(kg °K)

Implementando las dos ecuaciones anteriores en el SIMULINK se obtiene el siguiente bloque, el cual describe la dinámica del material de la coraza:

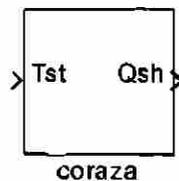


Fig. 3.21 Subsistema de la Coraza.

3.6.2 Ecuaciones del material de las tuberías

Dinámica de la temperatura

$$\frac{d(T_i)}{dt} = \frac{1}{N_i m_i c_{pt}} (Q_{st} - Q_{hf}) \quad (3.49)$$

N_i número de tubos [-]

m_i masa de uno de los tubos, kg

c_{pt} calor específico del tubo, J/(kg °K)

T_i temperatura de los tubos, °K

Q_{st} flujo calorífico del vapor a los tubos, J/s

Q_{hf} flujo calorífico de los tubos al líquido refrigerante, J/s

Flujo calorífico del vapor a los tubos

$$Q_{st} = \frac{T_{st} - T_i}{\varphi_i} \quad (3.50)$$

$$\varphi_i = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2(2\pi k_t L_i N_i)} + \frac{1}{N_i A_{ot} H_{st}} \quad (3.51)$$

r_o radio exterior de los tubos, m

r_i radio interior de los tubos, m

k_t termoconductividad de las paredes de los tubos, J/(°K s m²)

L_i longitud de los tubos, m

A_{ot} área de la superficie de los tubos, m²

H_{st} coeficiente de transferencia de calor para el material de los tubos, J/(°K s m²)

Flujo calorífico de las tuberías al líquido refrigerante:

$$Q_{hf} = \sum_{i=1}^N Q_{hfi} \quad (3.52)$$

$$Q_{hfi} = \frac{T_i - \bar{T}_f}{\varphi_{ii}} \quad (3.53)$$

N número de secciones en el intercambiador de calor

Q_{hfi} flujo calorífico en una sección, J/s

\bar{T}_f Temperatura promedio del líquido en una sección, °K

$$\varphi_{ii} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2(2\pi k_i \Delta L_{ii} N_i)} + \frac{1}{N_i \Delta A_{ii} H_{st}} \quad (3.54)$$

$$\Delta L_{ii} = \frac{1}{N} L_i \quad (3.55)$$

$$\Delta A_{ii} = \frac{1}{N} A_{oi}$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Al implementar las ecuaciones anteriores en un bloque del SIMULINK se obtiene:

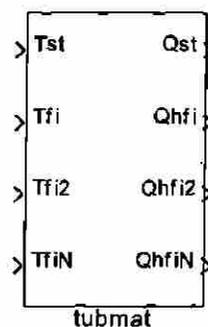


Fig. 3.22 Subsistema que representa las tuberías.

3.6.3 Ecuaciones del vapor

Dinámica de la temperatura

$$\frac{d(T_{st})}{dt} = \frac{w_{st}(h_{st} - h_{cond}) - Q_{sh} - Q_{st}}{V \left[\rho_{st} \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{sat} + (h_{st} - h_{cond}) \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{sat} - \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{sat} \right]} \quad (3.56)$$

donde:

w_{st} flujo másico del vapor, kg/s

h_{st} entalpía específica del vapor saturado, J/kg

h_{cond} entalpía específica del condensado (líquido saturado), J/kg

V volumen del vapor en la coraza, m³

ρ_{st} densidad del vapor saturado, kg/m³

$\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{sat}$ derivada parcial de la entalpía del vapor saturado con respecto a la

temperatura, para una temperatura dada T_{st} .

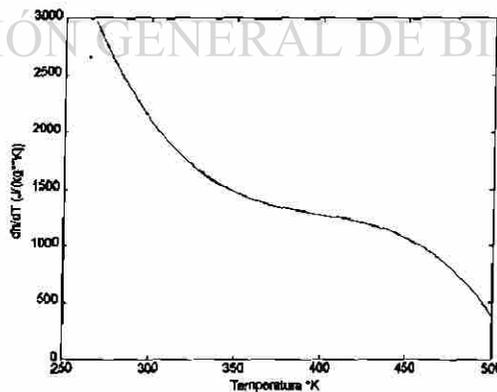


Fig. 3.23 Parcial de la entalpía con respecto a la temperatura en función de la temperatura.

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{sat} = 4.1404 \times 10^4 - 297.517 T_{st} + 0.7413 T_{st}^2 - 6.2076 \times 10^{-4} T_{st}^3$$

$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_{sat}$ derivada parcial de la densidad del vapor saturado con respecto a la temperatura, para una temperatura dada T_{st} .

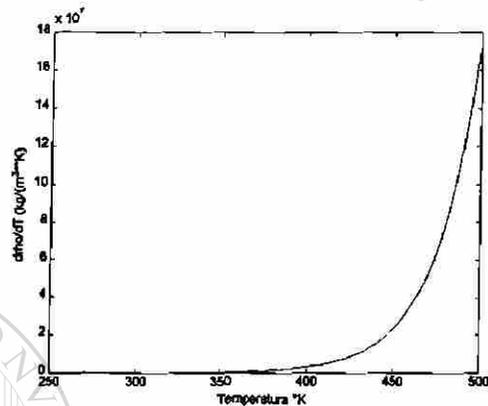


Fig. 3.24 Parcial de la densidad con respecto a la temperatura en función de la temperatura.

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_{sat} = 0.000296 \exp\left(\frac{T_{st}}{75}\right) - 4.852 \times 10^{-8} \exp\left(\frac{T_{st}}{75}\right)^2 + 0.358534 \exp\left(\frac{T_{st}}{75}\right)^3$$

$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_{sat}$ derivada parcial de la presión del vapor saturado, con respecto a la

temperatura, para una temperatura dada T_{st} .

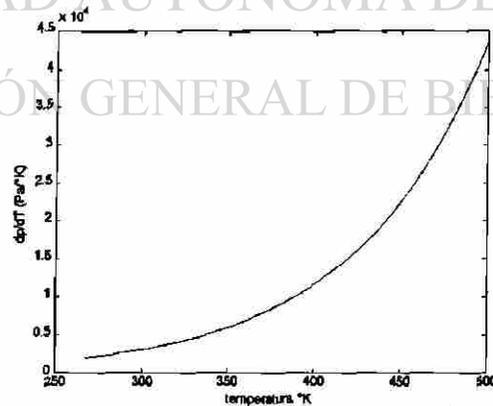


Fig. 3.25 Parcial de la presión con respecto a la temperatura en función de la temperatura.

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_{sat} = 55.788 \exp\left(\frac{T_{st}}{75}\right)$$

Presión del condensado en función de la temperatura.

$$p_{cond} = f(T_{st}).$$

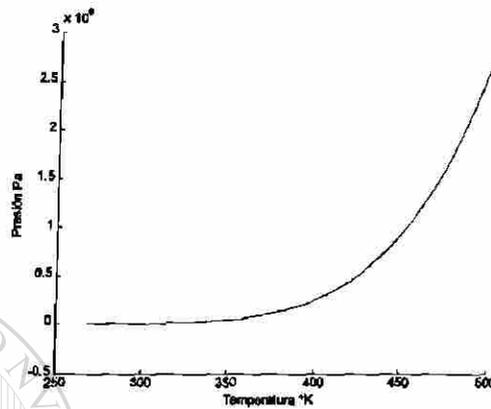


Fig. 3.26 Presión del condensado con respecto a la temperatura.

donde:

p_{cond} presión del condensado en condiciones de saturación

Densidad del vapor saturado en función de la temperatura.

$$\rho_{st} = f(T).$$

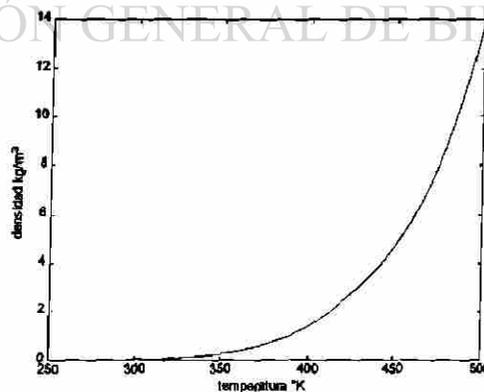


Fig. 3.27 Densidad del vapor saturado con respecto a la temperatura.

Entalpía del condensado en función de la temperatura

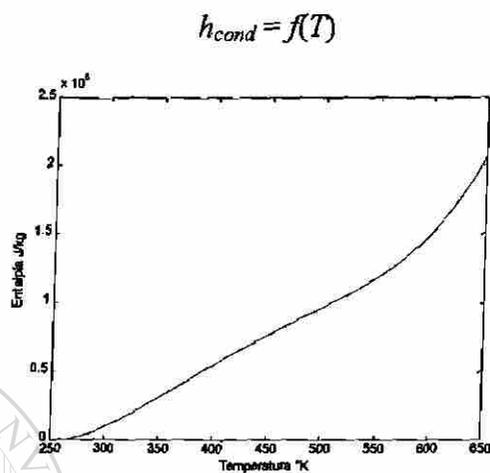


Fig. 3.28 Entalpía del condensado en función de la temperatura.

Flujo másico del condensado

$$w_{cond} = w_{st} - V \frac{d(T_{st})}{dt} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{sat} \quad (3.57)$$

donde:

w_{cond} flujo másico del condensado, kg/s

Implementando las ecuaciones anteriores en un bloque dinámico en el SIMULINK se obtiene:

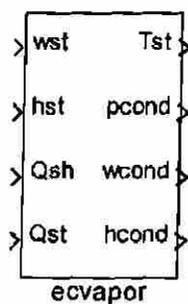


Fig. 3.29 Subsistema que representa a las ecuaciones del vapor.

3.6.4 Ecuaciones del líquido

Para la dinámica de la temperatura de la sección j-ésima se tiene:

$$\frac{d(T_j)}{dt} = \frac{Q_{hj} + w_f c_{pf} (T_{j-1} - T_j)}{\rho_f C_{pf} V_j} \quad (3.58)$$

donde:

ρ_f densidad del líquido, kg/m³

C_{pf} calor específico a presión constante, J/(kg °K)

V_j volumen del líquido en la sección j-ésima, m³

T_j temperatura al final de la sección j-ésima, °K

Q_{hj} flujo calorífico de los tubos al líquido refrigerante en la sección j-ésima, J/s

Caída de presión del líquido

$$\Delta p_f = \sum_{j=1}^N \Delta p_{fj} \quad (3.59)$$

$$\Delta p_{fj} = f_f \frac{w_f^2}{\rho_f} \quad (3.60)$$

donde:

Δp_f caída de presión total de líquido, Pa

Δp_{fj} caída de presión del líquido en la sección j-ésima, Pa

f_f coeficiente de fricción, m⁻⁴

w_f flujo másico del líquido, kg/s

ρ_f densidad del líquido, kg/m³

Implementando las ecuaciones anteriores en SIMULINK se obtiene el siguiente bloque:

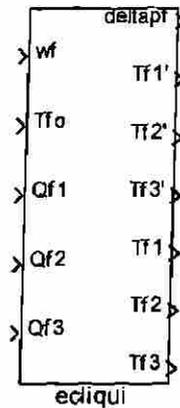


Fig. 3.30 Subsistema que representa las ecuaciones del líquido.

3.7 Interconectado completo sistema "Condensador"

Interconectando los cuatro subsistemas ya presentados, se obtiene un bloque que representa la dinámica completa del condensador. Además se puede formar un solo bloque en SIMULINK para que su manejo sea más sencillo. Así el condensador completo resulta en:

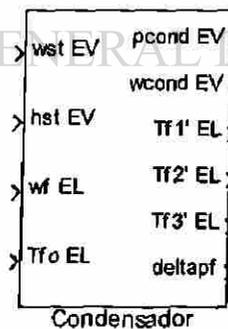


Fig. 3.31 Subsistema que representa al condensador.

Para este subsistema las entradas son:

w_v flujo másico del vapor, kg/s (de las ecuaciones el vapor)

- h_{st} entalpía específica del vapor saturado, J/kg (de las ecuaciones del vapor)
- w_f flujo másico del líquido, kg/s (de las ecuaciones del líquido)
- T_{fo} temperatura de entrada del líquido refrigerante, °K (de las ecuaciones del líquido)

En el cual los cuatro sistemas interconectado están como se muestra en la siguiente figura:

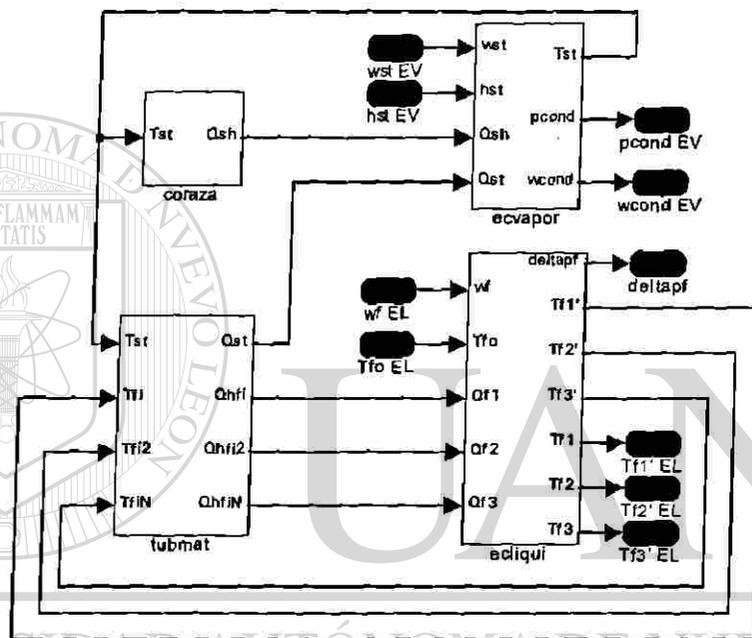


Fig. 3.32 Los cuatro subsistemas interconectados que forman el condensador.

3.8 Simulación del sistema condensador

Para un flujo másico del vapor 10.459 kg/s, una entalpía específica del vapor saturado 2.5921×10^6 J/kg y un flujo másico del líquido 464.32 kg/s, con temperatura de entrada del líquido enfriante 288 °K; y las constantes expresadas en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Constantes de los componentes del condensador.

Coraza	Ecuaciones del vapor
$c_{psh} = 3200 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$V = 48.8 \text{ m}^3$
$m_{sh} = 480 \text{ kg}$	
$A_{sh} = 49.8 \text{ m}^2$	
$H_{sh} = 1140 \text{ J/(s } ^\circ\text{K m}^2)$	
Material de las tuberías	Ecuaciones del líquido
$N = 3$	$N = 100$
$c_{pt} = 400 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$V_f = 3 \text{ m}^3$
$m_t = 200 \text{ kg}$	$f_f = 2625 \text{ m}^{-4}$
$H_{tl} = 28 \text{ J/(} ^\circ\text{K s m)}$	$r_f = 4200 \text{ kg/m}^3$
$H_{st} = 28 \text{ J/(} ^\circ\text{K s m)}$	$c_{pf} = 127 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$A_{ot} = 1.85 \text{ m}^2$	
$N_t = 80$	
$L_t = 3.7 \text{ m}$	
$k_t = 2.2 \text{ J/(} ^\circ\text{K s m)}$	
$r_i = 0.078 \text{ m}$	
$r_o = 0.08 \text{ m}$	

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Si se emplean los parámetros de la Tabla 3.2 para la simulación dinámica del condensador, se obtienen los siguientes resultados:

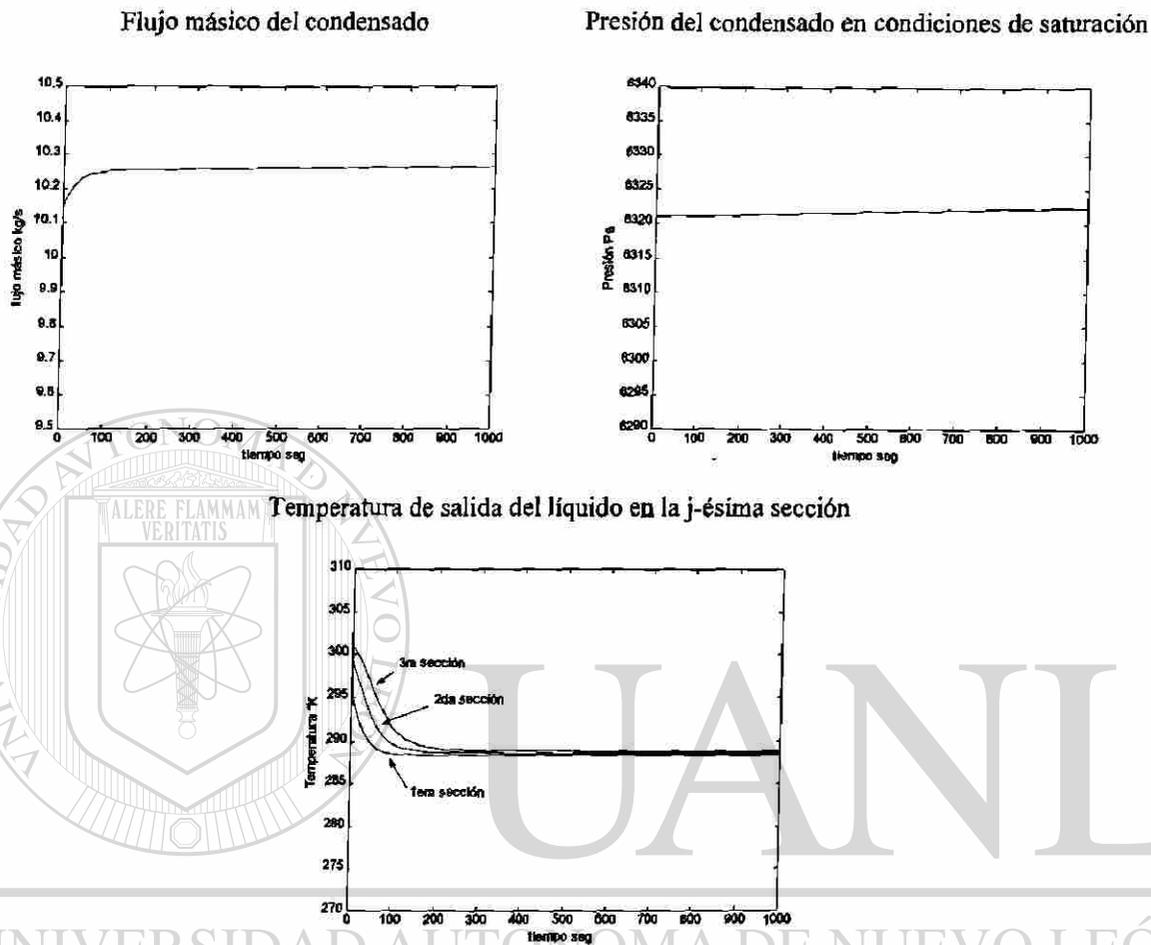


Fig. 3.33 Respuestas dinámicas del condensador con los parámetros de la Tabla 3.2.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.9 La turbina de vapor

La forma bajo la cual opera una turbina de vapor es convirtiendo la energía térmica del vapor en energía cinética y después en energía mecánica. La energía mecánica se proporciona al generador eléctrico por medio de la flecha. La turbina de vapor usualmente tiene varias secciones, donde cada una de ellas tiene distintos requerimientos para la presión del vapor de entrada. El vapor que sale del supercalentador en el RCGV entra a la sección de alta presión de la turbina, por medio de válvulas de admisión y después de pasar por la

sección de alta presión (AP) de la turbina, el vapor pierde presión y entra nuevamente al RCGV para ser recalentado a presión constante. Posteriormente el vapor pasa por la sección de presión intermedia (PI) de la turbina y una vez que pasa a través de esta sección, el vapor pierde nuevamente presión y de ahí va a la sección de baja presión (BP) de la turbina. A continuación pasa al condensador, Figura 3.34.

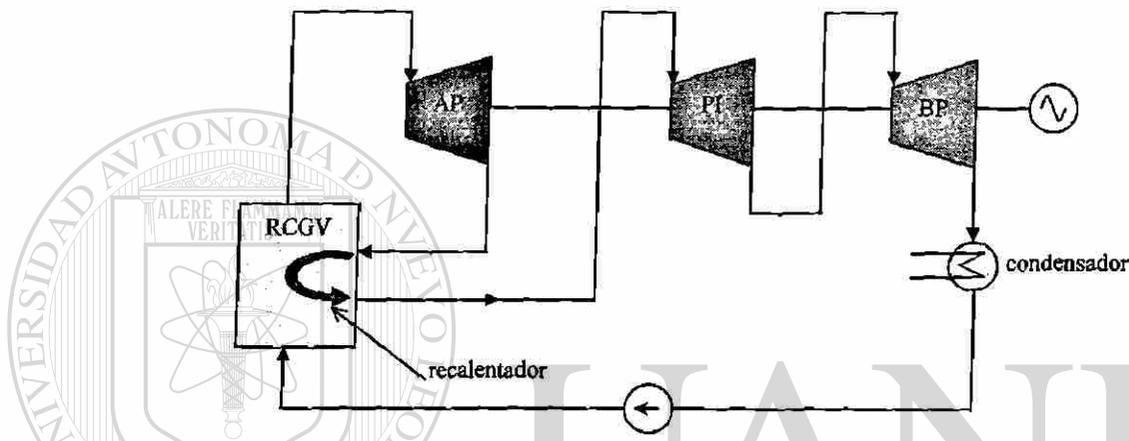


Fig. 3.34 Diagrama mostrando las tres etapas de una turbina de vapor típica. Se muestra el flujo de vapor en el ciclo térmico Rankine.

Para el modelo dinámico de la turbina en sus tres secciones se hicieron las siguientes consideraciones:

- i) El vapor supercalentado se considera como un gas ideal.
- ii) Las tres secciones de la turbina (AP, PI y BP) se modelan como toberas equivalentes en las cuales se lleva a cabo una expansión del vapor unidimensional uniforme y politrópica.
- iii) Los volúmenes de almacenamiento de energía se modelan con parámetros concentrados.
- iv) La energía cinética del vapor en cada etapa de la turbina se considera despreciable.
- v) La dinámica de los flujos másicos se modela como un sistema de primer orden.

3.9.1 Sección de alta presión (AP)

Esta sección es la que recibe el vapor que ha sido previamente calentado en el supercalentador.

Balance másico del vapor

$$w_i - w_o = V \frac{d\rho}{dt} \quad (3.61)$$

w_i flujo másico del vapor de entrada, kg/s

w_o flujo másico del vapor de salida, kg/s

V volumen del receptáculo, m³

ρ densidad del vapor a la salida del receptáculo, kg/m³

Dinámica del flujo másico

$$\frac{d(w_o)}{dt} = \frac{1}{\tau} (w_i - w_o) \quad (3.62)$$

τ constante de tiempo la cual se determina experimentalmente, s

Balance calorífico

$$w_i h_i - w_o h_o = V \frac{d(\rho_o h_o)}{dt} \quad (3.63)$$

h_i entalpía específica del vapor a la entrada, J/kg

h_o entalpía específica del vapor a la salida, J/kg

Relaciones de los gases ideales

$$T_o = \frac{h_o - h_i}{c_p} + T_i \quad (3.64)$$

$$p_o = R \rho_o T_o \quad (3.65)$$

T_o temperatura de salida del vapor, °K

T_i temperatura de entrada del vapor, °K

c_p calor específico a presión constante, J/(kg °K)

R constante de los gases ideales, J/(kg °K)

Ecuación de la tobera

$$r^{\frac{2}{m}} - r^{\frac{m+1}{m}} = \left(\frac{w_o}{A} \right)^2 \frac{1}{p_o \rho_o} \left(\frac{m-1}{2\eta_\infty m} \right) \quad (3.66)$$

donde:

$$r = \frac{p_{ou}}{p_o} \quad (3.67)$$

$$m = \frac{\gamma}{\gamma - \eta_\infty (\gamma - 1)} \quad (3.68)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.69)$$

A área de la sección transversal de la salida, m²

η_∞ eficiencia politrópica de la sección

p_{ou} presión de salida de la reacción, Pa

c_p calor específico a presión constante, J/(kg °K)

c_v calor específico a volumen constante, J/(kg °K)

Razón de temperaturas para una expansión politrópica uniforme:

$$\frac{T_{ou}}{T_o} = \left(\frac{P_{ou}}{P_o} \right)^{\eta_{\infty} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \quad (3.70)$$

T_{ou} Temperatura a la salida de la sección (AP), °K

Cambio de la entalpía para la expansión isentrópica de los gases ideales

$$\Delta h_f = c_p T_o \left(r^{\left(\frac{R}{c_p} \right)} - 1 \right) \quad (3.71)$$

Δh_f cambio de la entalpía cuando la presión cambia de p_o a p_{ou} , J/kg

Eficiencia total de la sección

$$\eta = \frac{1 - r^{\left(\frac{\eta_{\infty} \gamma - 1}{\gamma} \right)}}{1 - r^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)}} \quad (3.72)$$

η eficiencia total de la sección

Potencia mecánica entregada por la sección:

$$P_m = \eta_{\infty} \Delta h_f w_o \quad (3.73)$$

Entalpía de salida

$$h_{ou} = h_o + c_p (T_{ou} - T_o) \quad (3.74)$$

Implementando las ecuaciones anteriores en el SIMULINK se obtiene el bloque, Fig. 3.35, el cual describe el comportamiento de la sección de alta presión de la turbina de vapor:



Fig. 3.35 Subsistema de la sección de alta presión de la turbina de vapor.

3.9.2 Sección de presión intermedia (PI)

El modelo de la sección de presión intermedia es similar al de alta presión, excepto que en esta sección no se almacena vapor, ya que el almacenamiento se encuentra en el recalentador, el cual está incluido en el modelo del RCGV. Por lo tanto, las ecuaciones dinámicas de almacenamiento no se aplican para el modelo de la sección de presión intermedia (3.61) a (3.65). El resto del modelo de la sección PI cumple con las ecuaciones que se emplearon para el modelo de la sección de AP.

Al implementar las ecuaciones correspondientes a la sección de presión intermedia se obtiene el siguiente bloque el cual describe el comportamiento de ésta sección:

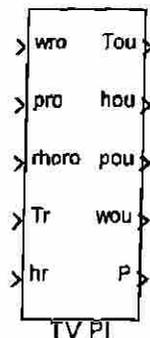


Fig. 3.36 Subsistema de la sección de presión intermedia de la turbina de vapor.

3.9.3 Sección de baja presión (BP)

Para la sección de baja presión en una turbina de vapor se aplican exactamente las mismas ecuaciones que para la sección de alta presión, con diferencias únicamente en la nomenclatura. Para esta sección al igual que la de alta presión si se consideran las dinámicas de almacenamiento.

Implementando las ecuaciones algebraicas y diferenciales que describen el comportamiento de la sección de baja presión de la turbina de vapor, se genera el bloque de orden tres de la Figura 3.37 en SIMULINK:

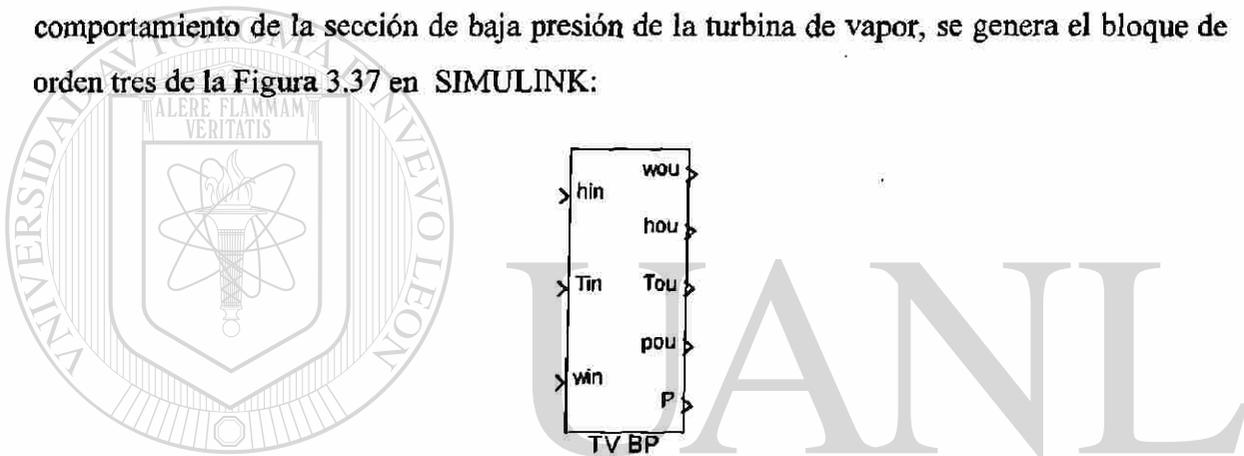


Fig. 3.37 Subsistema de la sección de baja presión de la turbina de vapor.

3.10 Simulación de la turbina de vapor con el recalentador del RCGV

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Al interconectar las tres secciones de la turbina y además el recalentador; del modelo del RCGV, para un flujo másico de entrada a la sección de alta presión de la turbina de 11 kg/s, con una entalpía de 3.3117×10^6 J/kg, una presión de 4.5251×10^6 Pa y una temperatura de entrada de 717.72 °K; y además para un flujo calorífico del horno al recalentador de 3.1748×10^6 J/s y cada sección de la turbina con los parámetros de la Tabla 3.3 se hacen simulaciones dinámicas del comportamiento de la turbina de vapor.

Tabla 3.3 Parámetros de las distintas secciones de la turbina de vapor.

Sección de alta presión

$\tau_s = 1 \text{ s}$

$V_{hp} = 5.664 \text{ m}^3$

$A_{hp} = 0.003 \text{ m}^2$

$\eta_{\infty} = 0.8$

$c_p = 2,430 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

$R_{st} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

Sección de baja presión

$\tau_s = 1 \text{ s}$

$V_{hp} = 5.664 \text{ m}^3$

$A_{hp} = 0.05 \text{ m}^2$

$\eta_{\infty} = 0.85$

$c_p = 2,005 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

$R_{st} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

Sección de presión intermedia

$A_{hp} = 0.009 \text{ m}^2$

$\eta_{\infty} = 0.85$

$c_p = 2230 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

$R_{st} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

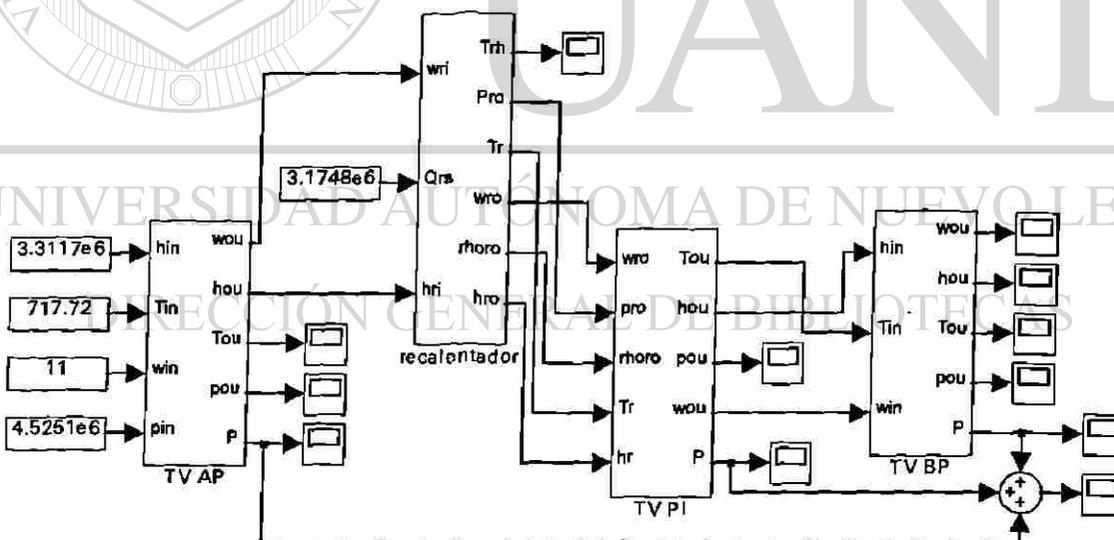


Fig. 3.38 Integración de los subsistemas que forman a la turbina de vapor y el recalentador.

Pero las tres secciones de la turbina de vapor se pueden agrupar en un solo bloque para que su manejo sea más sencillo, de manera que se obtiene el siguiente esquema agrupando las tres secciones e incluyendo la dinámica que introduce el recalentador.

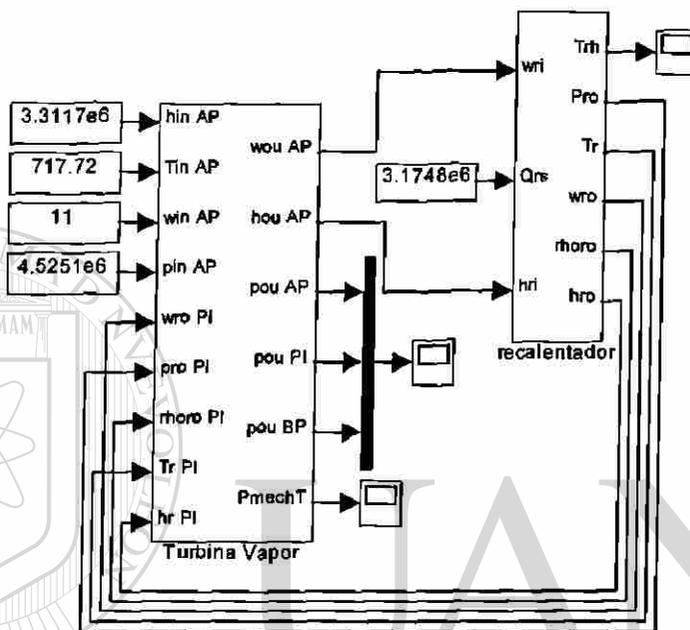
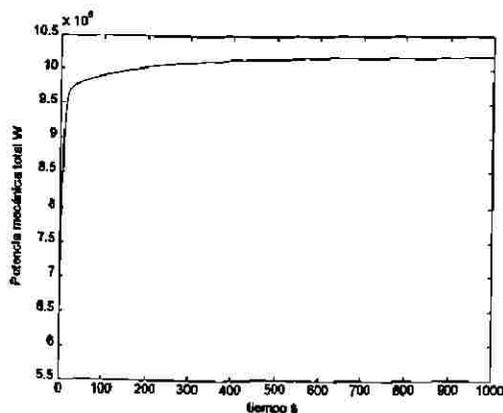


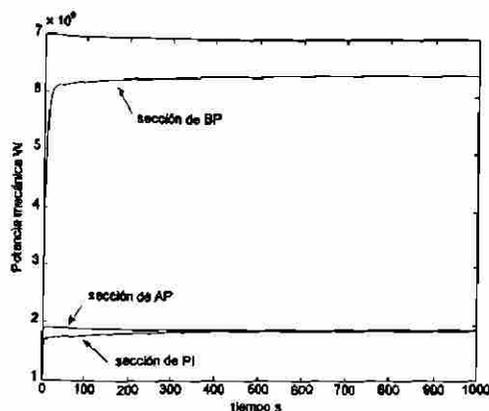
Fig. 3.39 Subsistema que describe la dinámica de la turbina de vapor y el recalentador.

Se obtienen los siguientes resultados de la simulación de la respuesta dinámica con las entradas descritas:

Potencia mecánica total entregada por la turbina



Aportación de cada una de las secciones



Presión de salida de cada una de las secciones

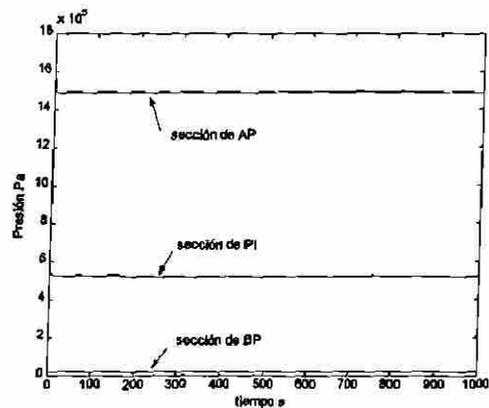


Fig. 3.40 Variables de salida de la turbina de vapor.

3.11 Dispositivos varios

3.11.1 Desaerador

La función principal del desaerador es almacenar agua del sistema de alimentación de agua de la caldera, desoxigenarla y calentarla. El agua del sistema de alimentación es calentada hasta lograr las condiciones de saturación, por medio de ponerla en contacto con el vapor supercalentado extraído de la turbina. A diferencia de la caldera y del condensador este intercambio de calor se hace de manera directa y no con interfases metálicas.

En la industria se utilizan básicamente dos tipos de desaeradores y estos son: el desaerador de vacío y desaerador de presión. Los desaeradores de vacío se operan por debajo de la presión atmosférica a la temperatura de saturación 82 °C y son capaces de reducir el contenido de oxígeno del agua a menos de 0.02 mg por litro; pero se tiene un costo adicional por mantener las condiciones de vacío, ya que se requieren bombas de vacío o eyectores de vapor. Los desaeradores de presión se operan arriba de la presión atmosférica y pueden reducir el contenido de oxígeno a 0.02 mg por litro. La presión del desaerador se controla por medio del ajuste de la extracción de vapor del vaso del desaerador. La regulación de presión restringe la temperatura de saturación a ser mayor de 105 °C.

Cuando se obtiene la condición de saturación dentro del vaso del desaereador, la solubilidad del gas en el sistema de alimentación de agua es muy baja; por lo que cualquier gas no condensable en el sistema de alimentación de agua es separado y drenado a la atmósfera a través de una ventila.

Al extraer vapor supercalentado se libera energía calorífica en el sistema de alimentación de agua, y un equilibrio energético se logra cuando el agua y el vapor alcanzan condiciones de saturación. Una vez que se alcanzaron las condiciones de saturación ya no hay intercambio de energía y no se tiene evaporación ni condensación en el vaso desaereador.

Las consideraciones que se hacen para obtener un modelo dinámico del desaereador son las siguientes:

- i) La fase del vapor no se modela y todo el vapor se convierte en agua.
- ii) El proceso de desoxigenación no se modela.
- iii) No hay gradientes de temperatura en el desaereador ya que hay turbulencia, es decir, se asume que se genera una mezcla perfecta.
- iv) Las fases de vapor y de agua están siempre en o cerca de las condiciones establecidas de operación del desaereador. Esto permite hacer una linealización de la dinámica de evaporación condensación cerca el punto de operación.
- v) La tubería de salida del sistema de alimentación de agua se encuentra localizada en la base del desaereador.
- vi) El agua que entra permanece en o cerca de las condiciones de saturación gracias a un sistema de control con retroalimentación.

Las ecuaciones que describen la dinámica del desaereador son:

Balance másico

$$w_c + w_m - w_f + w_x = \frac{d(m_f)}{dt} \quad (3.75)$$

w_c flujo másico del condensado, kg/s

w_m flujo másico del agua, kg/s

w_f flujo másico a la salida del sistema de alimentación de agua, kg/s

w_x flujo másico del vapor extraído de la turbina, kg/s

m_f masa del líquido en el desaereador, kg

Balance calorífico del líquido

$$w_c h_c + w_m h_m - w_f h_f + w_x h_x = \frac{d(m_f h_f)}{dt} \quad (3.76)$$

donde:

h_c entalpía específica del condensado, J/kg

h_m entalpía específica del agua, J/kg

h_f entalpía específica del agua a la salida del sistema de alimentación de agua, J/kg

h_x entalpía específica del vapor extraído de la turbina, J/kg

Volumen del líquido

$$V_f = \frac{m_f}{\rho_f} \quad (3.77)$$

V_f volumen del agua de alimentación en el desaereador, m³

ρ_f densidad del agua de alimentación, kg/m³

Nivel del líquido

$$L = \frac{V_f}{\pi r^2} \quad (3.78)$$

r radio del vaso del desaereador, m

Presión de salida del agua de alimentación

$$p_{fo} = p_f + \rho_f g L \quad (3.79)$$

p_{fo} presión de salida del agua de alimentación, Pa

p_f presión del agua dentro del desaereador, Pa

g constante de gravedad, m/s²

Al implementar las ecuaciones anteriores en el SIMULINK se obtiene el siguiente bloque:

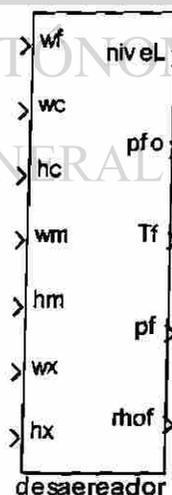


Fig. 3.41 Subsistema para el desaereador.

3.11.2 Bomba

La función de una bomba es la de transferir un fluido de un punto a otro. El fluido recorre la trayectoria incluso a pesar de las restricciones que se presentan en la trayectoria de éste, ya que la bomba incrementa la presión del fluido. Las bombas centrífugas son las más usadas en las estaciones de generación, y el modelo que usualmente se emplea para éstas es el de su característica presión-flujo de estado estable.

Para obtener un modelo de bomba se hicieron las siguientes consideraciones:

- i) Se ignoran las dinámicas; es decir se considera el estado estable, ya que sus dinámicas son muy rápidas.
- ii) Se considera incompresible el flujo del fluido.
- iii) El flujo se controla por medio de la variación de velocidad.
- iv) La bomba representa una carga constante, al igual que las válvulas y las tuberías que conforman el circuito hidráulico.
- v) Es una bomba centrífuga.
- vi) La eficiencia de la bomba se considera constante.

Incremento de la presión en función de la velocidad y del flujo

$$\frac{\Delta p}{\bar{\rho}} = k_1 N^2 - k_2 F^2 \quad (3.80)$$

Δp incremento de presión a través de la bomba, Pa

$\bar{\rho}$ densidad de referencia del fluido, kg/m³

N velocidad de la bomba, rad/s.

F flujo volumétrico, m³/s

k_1, k_2 constantes de construcción de la bomba

Las líneas de carga se representan por:

$$\frac{\Delta p_q}{\rho} = k_3 F^2 \quad (3.81)$$

Incremento de presión

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_q \quad (3.82)$$

Δp_s incremento de presión estática a través de la bomba, Pa

A partir de las tres ecuaciones anteriores, si se sustituye (3.82) en (3.80), y en la ecuación resultante se sustituye (3.81), para después despejar F y se obtiene (3.83).

$$F = \sqrt{\frac{k_1 N^2 - \frac{\Delta p_s}{\rho}}{k_2 + k_3}} \quad (3.83)$$

Y la potencia que requiere la bomba para “transportar” el fluido está dada por:

$$P_w = \frac{\Delta p F}{\eta} 100 \quad (3.84)$$

P_w consumo de potencia activa de la bomba, W

η eficiencia de la bomba

El bloque que se obtiene en SIMULINK al implementar las ecuaciones diferenciales de la bomba es:

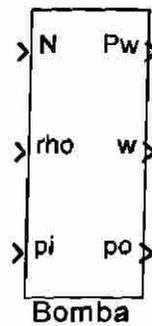


Fig. 3.42 Subsistema que representa la bomba.

3.11.3 Válvulas

Las válvulas son ampliamente usadas en las plantas de generación para regular el flujo másico de los fluidos. Esto se lleva a cabo al variar el área por la cual fluyen.

Para el modelo de las válvulas se hacen las siguientes consideraciones:

- i) La caída de presión a través de la válvula se considera constante.
- ii) El flujo de gas se considera politrópicamente uniforme.
- iii) La razón de calores específicos para el gas se consideran constantes.

Las válvulas pueden ser diseñadas *exprofeso* para regular el flujo másico, ya sea de algún líquido o de un gas. El modelo para cada una de estas es distinto, ya que su diseño así lo exige.

a) Válvula para líquido

Flujo másico regulado

$$w_o = w_i f(x) \quad (3.85)$$

w_o flujo másico a la salida de la válvula, kg/s

w_i flujo másico a la entrada de la válvula, kg/s

$f(x)$ coeficiente limitador de flujo determinado por la característica de la válvula

x posición de la válvula [0:1]

Caída de presión en la válvula

$$p_o = p_i - \Delta p \quad (3.86)$$

p_o presión a la salida de la válvula, Pa

p_i presión de entrada a la válvula, Pa

Δp caída de presión en la válvula, Pa

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS
Implementando las ecuaciones que describen el comportamiento de la válvula de líquido en SIMULINK se obtiene el bloque de la Figura 3.44.

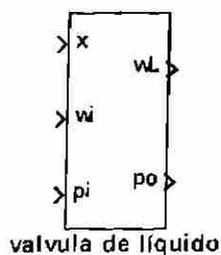


Fig. 3.43 Subsistema de la válvula de líquido.

b) Válvula para gas

Flujo másico a la salida de la válvula:

$$w_o = c'_{v2} f(x) \sqrt{\rho_{ig} \Delta p} \quad (3.87)$$

w_o flujo másico a la salida de la válvula, kg/s

$f(x)$ área de salida determinada por la característica de la válvula, m^2

ρ_{ig} densidad del gas a la entrada, kg/m^3

Δp caída de presión a través del válvula, Pa

$$c'_{v2} = c_{v2} \left(1 - \frac{0.466 \Delta p}{k \Delta p_{nom}} \right) \quad (3.88)$$

c_{v2} constante de construcción de la válvula

k razón de los calores específicos del gas que se maneja

Δp_{nom} caída de presión nominal de la válvula, Pa

Además como se considera una expansión politrópica y uniforme del gas a través de la válvula, las siguientes relaciones son válidas:

Densidad del gas a la salida de la válvula

$$\rho_{og} = \rho_{ig} \left(\frac{p_o}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.89)$$

p_o presión de salida de la válvula ($p_i - \Delta p$), Pa

ρ_{og} densidad del gas a la salida de la válvula, kg/m^3

Temperatura del gas a la salida de la válvula

$$\frac{T_{og}}{T_{ig}} = \left(\frac{p_{og}}{p_{ig}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.90)$$

T_{og} temperatura de salida del gas, $^{\circ}\text{K}$

T_{ig} temperatura de entrada del gas, $^{\circ}\text{K}$

Entalpía del gas a la salida de la válvula:

$$h_{og} = h_{ig} + c_p (T_{og} - T_{ig}) \quad (3.91)$$

h_{og} entalpía de salida del gas, J/kg

h_{ig} entalpía de entrada del gas, J/kg

c_p calor específico a presión constante, $\text{J}/(\text{kg } ^{\circ}\text{K})$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
En SIMULINK el subsistema que representa la dinámica de la válvula de gas es:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

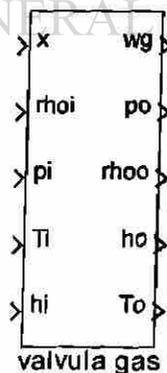


Fig. 3.44 Subsistema de la válvula de gas.

3.12 Conclusiones del capítulo

A lo largo de este capítulo se describió brevemente la manera en la cual opera el ciclo térmico Rankine, así como sus componentes principales. También se desarrollaron modelos dinámicos para cada uno de los componentes empleando ecuaciones diferenciales, ecuaciones algebraicas y tablas ya establecidas de propiedades del agua y vapor saturados.

Los modelos desarrollados a lo largo de éste capítulo representan las dinámicas y características físicas dominantes de cada uno de los modelos. En la sección 3.5 se enlistan los parámetros empleados para la simulación, éstos parámetros están disponibles en la literatura abierta, sin embargo si se quiere cambiar la capacidad de la caldera se tendrán que investigar estos parámetros, y ésta es un área de desarrollo importante ya que actualmente se cuenta con las herramientas necesarias para el monitoreo e identificación de dichos parámetros.

Como se puede ver en las Figuras de resultados, los primeros segundos de la simulación se requieren para que el sistema llegue a su estado estacionario. Este tiempo que le toma al sistema en llegar al estado estable depende enteramente de las condiciones iniciales que se le den a cada una de las variables de estado de cada uno de los subsistema; mientras más próximas estén dichas condiciones al estado estable menor será el tiempo que le tome al sistema llegar a él. Pero si se declaran valores de cero o valores muy alejados de la respuesta de estado estable, se pueden presentar singularidades en la solución del sistema.

Es importante mencionar que la manera en la cual se encapsularon los modelos a manera de subsistemas resulta muy conveniente su manipulación y manejo de información e interconexión, pero además se podrían simplificar aun más, si se manejan todos los enlaces que existen entre los distintos subsistemas como enlaces “vectoriales”; es decir, enlaces en los cuales en una sola conexión van agrupadas todas las señales que se requieren hacia el otro subsistema, haciendo así más comprensible el diagrama de bloques final.

CAPITULO 4

SIMULACION DINAMICA DE PLANTAS DE GENERACION CON TURBINA DE GAS, DE VAPOR, DE CICLO COMBINADO Y DE COGENERACION

4.1 Introducción

Una vez que se cuenta con los modelos dinámicos de los distintos componentes de las plantas generadoras, tanto para las que utilizan turbina de gas como para aquellas que utilizan turbina de vapor, se puede analizar el comportamiento dinámico de estas plantas ante distintas perturbaciones. También se puede observar el comportamiento dinámico de plantas de ciclo combinado, es decir, plantas que emplean turbinas de vapor y turbinas de gas con sus respectivos ciclos térmicos, para la generación de energía eléctrica. Se puede analizar esquemas típicos y las modificaciones requeridas para plantas convencionales y como convertirlas en plantas de cogeneración.

4.2 Simulación de plantas de generación con turbina de gas y turbina de vapor

Como ya se estableció en el Capítulo 2, las plantas de generación que emplean turbina de gas se basan en el ciclo térmico Joule-Brayton. Las componentes principales de estas plantas son:

- El compresor
- El sistema de alimentación de combustible
- La cámara de combustión
- La turbina de gas

Hasta esta etapa de la conversión lo que se obtiene es potencia mecánica, la cual se tiene disponible en la turbina. La potencia mecánica a su vez se ha obtenido del gas que se expande dentro de la turbina y el gas se generó de la combustión de ciertos productos, con un alto contenido energético, en la cámara de combustión.

La potencia mecánica puede convertirse en energía eléctrica por medio de un generador, el cual tiene un acoplamiento mecánico con la turbina por medio de una flecha.

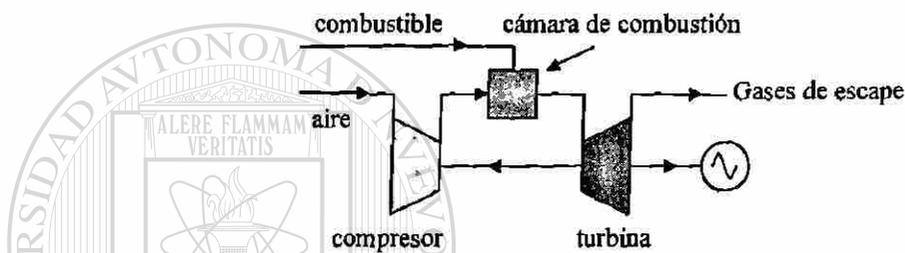


Fig. 4.1 Diagrama esquemático de una planta de generación con turbina de gas.

El interés principal de este trabajo radica en analizar, para su control, el comportamiento de la potencia mecánica y de la potencia eléctrica en las plantas de generación. Por este motivo no se hace necesario un modelo detallado del generador eléctrico y se empleará un modelo en el cual el equivalente eléctrico para cada fase consiste de una fuente de voltaje en serie con la impedancia interna de la máquina.

El comportamiento mecánico de un generador está descrito por la siguiente ecuación:

$$\Delta\omega(t) = \frac{1}{2H} \int_0^t (T_m - T_e) dt - kd \Delta\omega(t) \quad (4.1)$$

$$\omega(t) = \omega_0 + \Delta\omega(t) \quad (4.2)$$

donde:

$\Delta\omega(t)$	Desviación respecto a la velocidad nominal de operación, en rad/seg.
H	Constante de inercia, en segundos
T_m	Par mecánico, Newtons-metro
T_e	Par electromagnético, Newtons-metro
kd	Factor de amortiguamiento
$\omega(t)$	Velocidad mecánica del rotor, rad/seg
ω_0	Velocidad nominal de operación, rad/seg

Un modelo de esta naturaleza se tiene disponible en el POWER SYSTEMS BLOCKSET de SIMULINK, bajo el nombre de *Simplified Synchronous machine in p.u. units*. Se utilizará este modelo del generador eléctrico para transformar la potencia mecánica que se obtiene en una planta que emplea turbina de vapor y ciclo térmico Rankine. Los componentes principales son los mostrados en la Figura 4.2 y se listan a continuación.

- La caldera o RCGV.
- La turbina de vapor.
- El condensador.
- La bomba de alimentación.

Se mencionó en el Capítulo 3, que cada uno de los componentes contiene subsistemas dentro de ellos; por ejemplo, la caldera o RCGV está formada por el horno, el domo, los elevadores, el supercalentador y el recalentador.

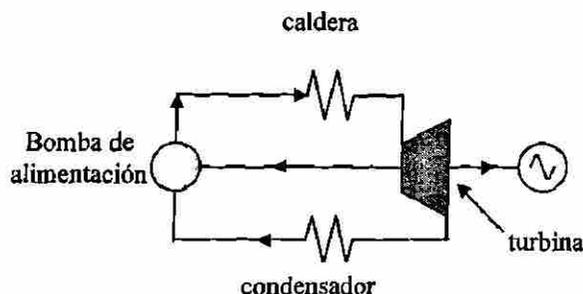


Fig. 4.2 Diagrama esquemático de una planta de generación con turbina de vapor.

4.3 Simulación de un incremento en la demanda de combustible en una planta de generación con turbina de gas.

A partir de los modelos desarrollados en SIMULINK, para cada uno de los componentes, se puede formar un diagrama de bloques que represente a la planta de generación con turbina de gas.

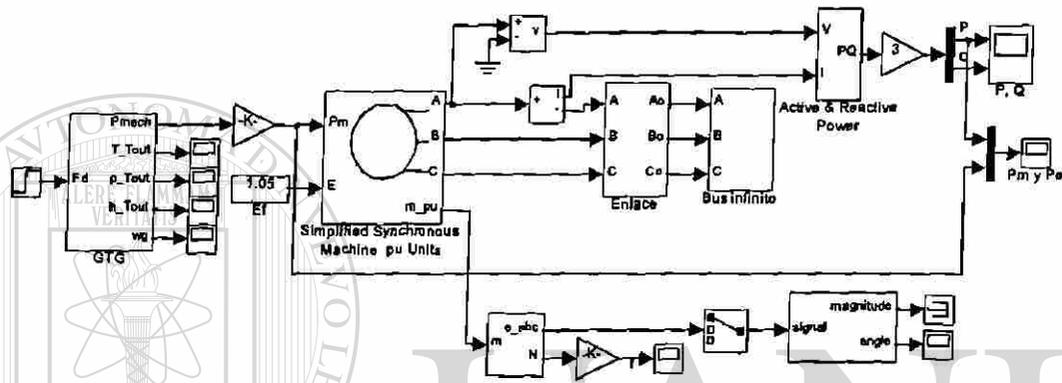


Fig. 4.3 Planta de generación con turbina de gas, implementación en SIMULINK.

El bloque *GTG* contiene los cuatro componentes principales de las plantas que se basan en el ciclo térmico Joule-Brayton, descritos en el Capítulo 2, los cuales se muestran a continuación:

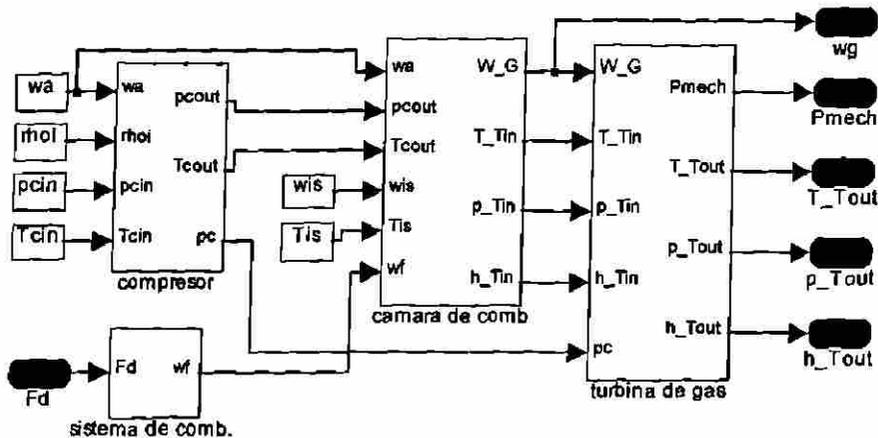


Fig. 4.4 Componentes del bloque *GTG* (Generación con Turbina de Gas).

El subsistema “barra infinita” está formado por tres fuentes de voltaje conectadas en estrella aterrizada, como se muestra en la Figura 4.5.

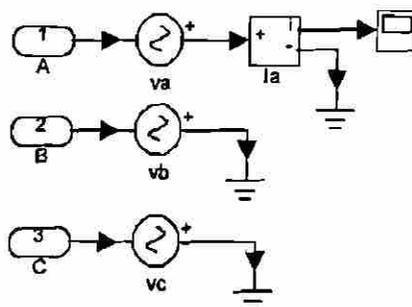


Fig. 4.5 Fuentes de voltaje conectadas en estrella aterrizada, barra infinita.

El ángulo de la fase A de la barra infinita es de 180° , el de la fase B es de 60° , y el de la fase C es de -60° . La frecuencia de operación es 60 Hz y el voltaje de línea a línea tiene un valor de $\sqrt{3}$ p.u. El subsistema “enlace” se compone de tres ramas $R-L$, las cuales se conectan para enlazar al generador con la barra infinita. Cada una de las ramas $R-L$ tiene en paralelo una resistencia ($RL1$, $RL3$ y $RL5$) de un valor relativamente grande; la finalidad de esta resistencia es la de mitigar el ruido numérico [33]. Para el caso de la Figura 4.6 el valor de la resistencia del enlace es cero, por esta razón sólo se muestra la inductancia.

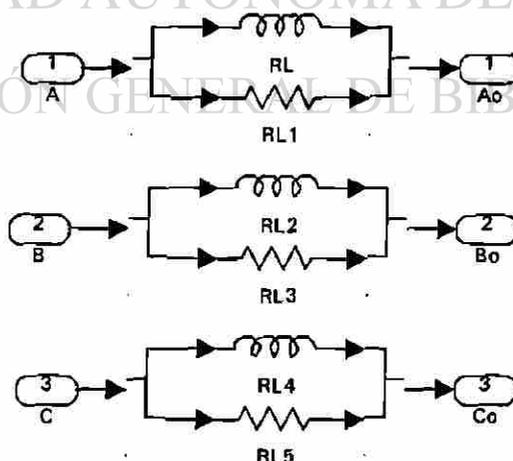


Fig. 4.6 Componentes del subsistema de enlace.

Los parámetros de los distintos componentes del subsistema GTG están contenidos en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Parámetros utilizados para la simulación del bloque GTG.

Sistema de combustible:	Compresor
$a = 10$	$\eta_{trans} = 0.99$
$b = 1$	$R_{air} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$c = 0$	$c_{pair} = 1005 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$k_{ff} = 1$	$A_o = 0.01 \text{ m}^2$
$k_f = 1$	$\eta_{acc} = 0.9$
$\tau_f = 0.01$	$\gamma_a = 1.4$
Cámara de combustión	Turbina de gas
$c_{pg} = 1144 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$c_{pg} = 1144 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$c_{pa} = 1005 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$A_{to} = 0.14 \text{ m}^2$
$c_{ps} = 2005 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$R_{cg} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$T_{ref} = 1000 \text{ } ^\circ\text{K}$	$\eta_{\omega T} = 0.9$
$h_{ref} = 1.2041 \times 10^6 \text{ J/kg}$	$\gamma_{cg} = 1.333$
$A_m = 1 \text{ m}^2$	
$R_{cg} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	
$k_2, k_1 = 1$	
$\Delta h_{25} = -4 \times 10^7 \text{ J/kg}$	

La temperatura de entrada y el flujo másico de vapor inyectado hacia la cámara de combustión se consideran de valor constante, con los siguientes valores: $T_{is} = 601.69 \text{ } ^\circ\text{K}$ y $w_{is} = 0.18566 \text{ kg/s}$. También el flujo másico de aire, la densidad del aire, la presión del aire y la temperatura del aire a la entrada del compresor se considera constantes con los siguientes valores: $w_a = 46.137 \text{ kg/s}$, $\rho_i = 1.21 \text{ kg/m}^3$, $p_{cin} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$ y $T_{cin} = 288 \text{ } ^\circ\text{K}$.

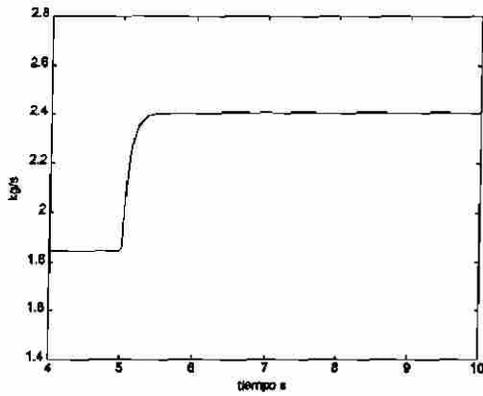
Las entradas y las salidas del generador se manejan en p.u.; el voltaje interno del generador se considera de 1.05 p.u., $R_{gen} = 0.002$ p.u., $X_{gen} = 0.1$ p.u., $H = 8$ s, $kd = 0.5$, $X_{ext} = 0.377$ p.u. Con una potencia base de 10 MVA.

Con los parámetros anteriores se realizaron simulaciones de la planta ante distintas condiciones operativas o contingencias, las cuales se pueden presentar en el sistema eléctrico de potencia, en la parte mecánica o en el sistema de combustión. Por ejemplo para un incremento de la señal de demanda de combustible de 1 p.u. a 1.3 p.u. se obtienen los resultados que se muestran en la Figura 4.7. De las gráficas se puede observar que la simulación inicia después de 4 segundos. El tiempo anterior a 4 segundos no se considera, ya que el incremento en el flujo másico del combustible se aplica cuando el sistema está operando en estado estable. El tiempo que transcurre desde 0 hasta 4 segundos es el tiempo que le toma a la planta llegar a su operación de estado estable.

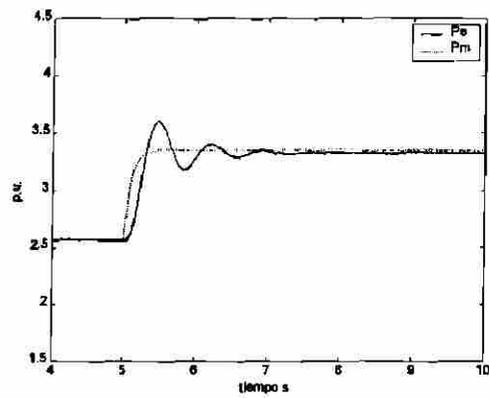
Se puede observar que el flujo másico de combustible cambia con una cierta constante de tiempo, la cual está determinada por la válvula y por el actuador del sistema de alimentación de combustible. Se puede apreciar, en la potencia mecánica que entrega la turbina de gas al generador, el mismo comportamiento dinámico. Para que el sistema mantenga el equilibrio y en condiciones de estado estable, la potencia de aceleración en el generador debe ser cero. Por esta razón la potencia eléctrica “sigue” a la potencia mecánica de la turbina; y se satisface la condición de equilibrio por medio de la ecuación de oscilación.

Respecto a la frecuencia se tiene que, cuando se presenta el incremento de combustible, sufre algunas oscilaciones debido a la aceleración para ese instante cumple con la condición $P_m > P_e$, y después de cierto tiempo regresará a su valor nominal. En cuanto a la posición angular se puede apreciar que al aumentar la entrada de combustible, la potencia mecánica entregada cambia, y por lo tanto, el punto de operación en la característica $P-\delta$ de la planta, también se modifica. El ángulo δ toma un nuevo valor correspondiente a un ángulo de carga que satisface el equilibrio con la potencia mecánica entregada.

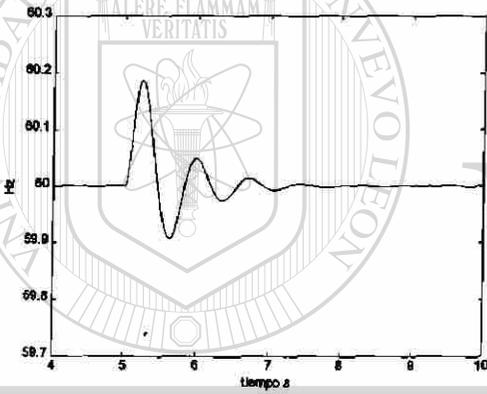
Flujo másico del combustible



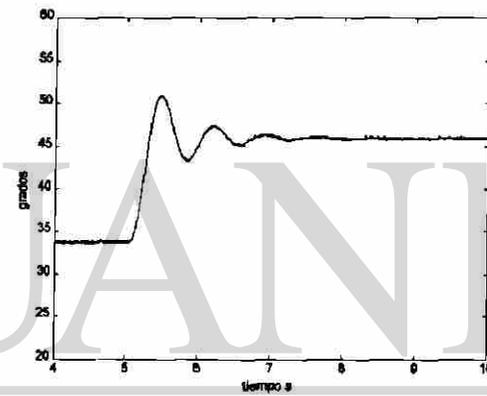
Potencia mecánica y eléctrica



Frecuencia

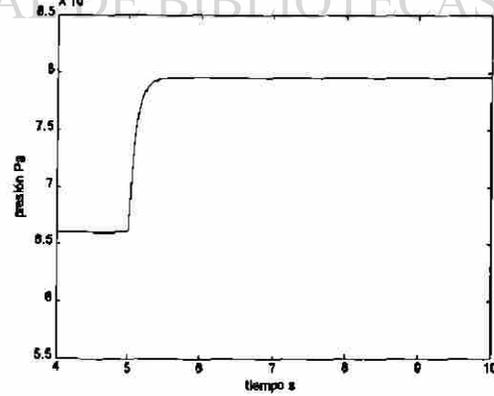
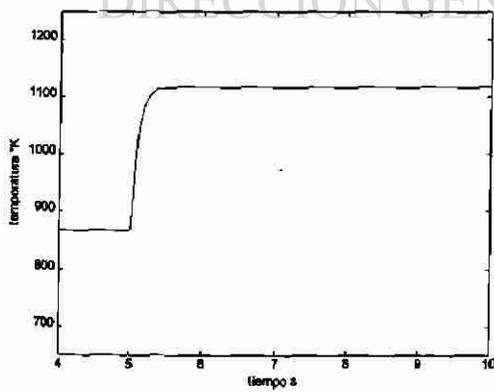


Posición angular



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Temperatura de gases de salida de la turbina Presión de los gases de salida de la turbina



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Entalpía de los gases a la salida de la turbina

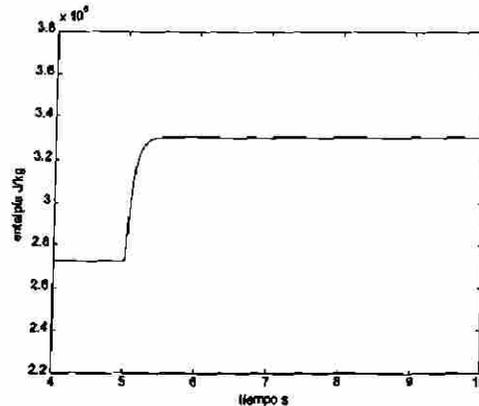


Fig. 4.7 Resultados de simulación, incremento en la señal de demanda del combustible en planta de generación con turbina de gas.

4.4 Simulación de un incremento en el flujo másico de combustible en planta de generación con turbina de vapor.

De manera similar a la simulación para la planta de generación con turbina de gas, con los modelos implementados por medio de SIMULINK, se formó una planta de generación con turbina de vapor. Por medio de una conexión apropiada de sus distintos componentes se obtuvo el diagrama de la Figura 4.8. Cada uno de los bloques representa los diferentes componentes de la planta. A su vez, cada uno de los bloques se subdivide en otros componentes fundamentales, por ejemplo, en la caldera están contenidos el horno, los elevadores, el tambor, el supercalentador y el recalentador. Dentro de la turbina se encuentran contenidas las tres secciones de la turbina: la de alta presión, la de presión intermedia y la de baja presión. Al igual que en la caldera y la turbina, el condensador está compuesto por los bloques que describen las ecuaciones del líquido refrigerante, del vapor, de la coraza y de las tuberías.

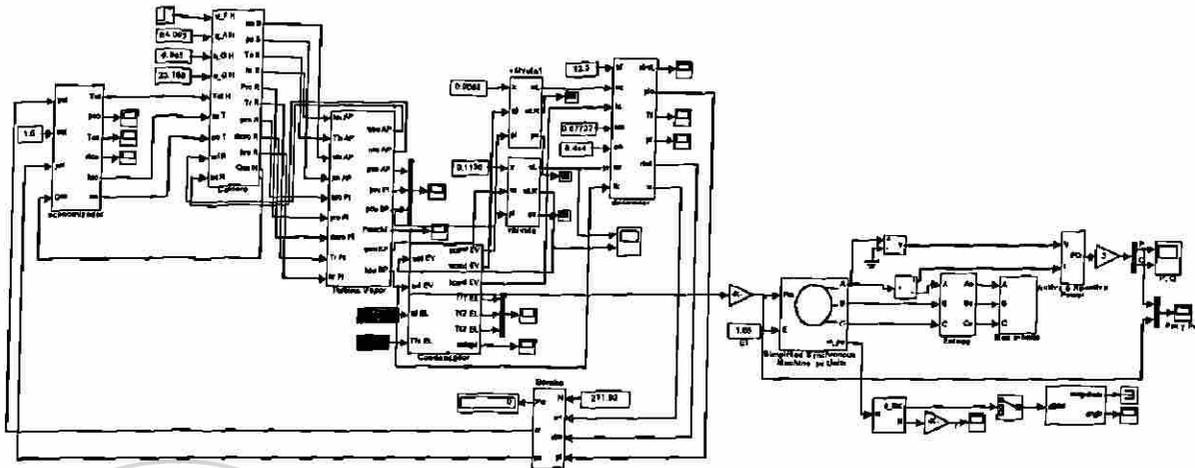


Fig. 4.8 Planta de generación con turbina de vapor.

Para este sistema dinámico se puede establecer una prueba similar a la que se presentó con la planta de generación que emplea turbina de gas; es decir, un incremento en el flujo másico de combustible a la entrada de la caldera. Con un flujo másico de combustible de 14.083 kg/s más un incremento de 1 kg/s a los 50 segundos, un flujo másico de aire hacia la caldera de 64.093 kg/s y un flujo de gases (salida de la turbina de gas en plantas de ciclo combinado) de 23.168 kg/s. En las simulaciones se utilizaron parámetros, para los distintos componentes de la planta, los cuales se listan en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Parámetros del subsistema caldera y economizador.

Elevadores	Recalentador
$k_r = 444.2 \text{ J}/(\text{s } ^\circ\text{K}^3)$	$\tau_{rh} = 0.2 \text{ s}$
$M_r = 2.25 \times 10^4 \text{ kg}$	$C_{rh} = 481 \text{ J}/(\text{kg K})$
$c_{r1} = 481.4 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$	$M_r = 7000 \text{ kg}$
$V_r = 6.53 \text{ m}^3$	$k_{rh} = 2.95 \times 10^4 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$
$\tau_r = 1 \text{ s}$	$R_r = 461.49 \text{ J}/(\text{kg } ^\circ\text{K})$
	$T_{ref} = 723.16 \text{ } ^\circ\text{K}$
	$c_{pr} = 2200 \text{ J/kg}$
	$h_{ref} = 3.3244 \times 10^6 \text{ J/kg}$
	$V_{rh} = 10 \text{ m}^3$

Horno

$$\begin{aligned}
 k_F &= 0.001 \text{ m s} \\
 k &= 0.18 \\
 k_{gs} &= 3532 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)} \\
 c_{gs} &= 1045 \text{ (J s)/(Kg } ^\circ\text{K)} \\
 k_{rs} &= 1.3926 \times 10^4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)} \\
 V_F &= 2000 \text{ m}^3 \\
 C_F &= 2.91 \times 10^7 \text{ J/kg} \\
 R_s &= 3.5 \\
 \gamma &= 0.1 \\
 k_{es} &= 247.549 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)} \\
 \sigma &= 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4) \\
 R_{EG} &= 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)} \\
 T_{ref} &= 805.19 \text{ } ^\circ\text{K} \\
 c_{pg} &= 1144 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)} \\
 h_{ref} &= 887520 \text{ J/kg}
 \end{aligned}$$

Supercalentador

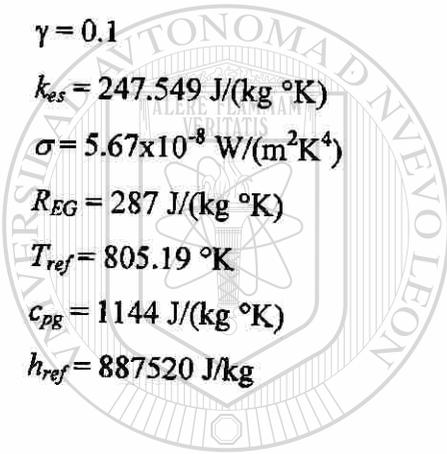
$$\begin{aligned}
 C_{st} &= 481.4 \text{ J/(kg K)} \\
 M_s &= 1.04 \times 10^4 \text{ kg} \\
 V_s &= 8.462 \text{ m}^3 \\
 k_s &= 4.37 \times 10^4 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)} \\
 f_s &= 2615 \text{ m}^{-4} \\
 R_s &= 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)} \\
 T_{ref} &= 723 \text{ } ^\circ\text{K} \\
 c_{ps} &= 2330 \text{ J/(kg K)} \\
 h_{ref} &= 3.3244 \times 10^6 \text{ J/kg}
 \end{aligned}$$

Tambor

$$\begin{aligned}
 r &= 0.61 \text{ m} \\
 V &= 9.253 \text{ m}^3 \\
 k_{ec} &= 0.6124 \text{ kg/(s } ^\circ\text{K)}
 \end{aligned}$$

Economizador

$$\begin{aligned}
 c_e &= 481 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)} \\
 M_e &= 7000 \text{ kg} \\
 V_e &= 3 \text{ m}^3 \\
 k_e &= 43700 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}
 \end{aligned}$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Tabla 4.3 Parámetros del subsistema condensador.

Coraza	Ecuaciones del vapor
$c_{psh} = 3200 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$V = 48.8 \text{ m}^3$
$m_{sh} = 480 \text{ kg}$	
$A_{sh} = 49.8 \text{ m}^2$	
$H_{sh} = 1140 \text{ J/(s } ^\circ\text{K m}^2)$	

Material de las tuberías	Ecuaciones del líquido
$N = 3$	$N = 100$
$c_{pt} = 400 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$V_{fi} = 3 \text{ m}^3$
$m_t = 200 \text{ kg}$	$f_f = 2625 \text{ m}^{-4}$
$H_{it} = 28 \text{ J/(} ^\circ\text{K s m)}$	$r_f = 4200 \text{ kg/m}^3$
$H_{st} = 28 \text{ J/(} ^\circ\text{K s m)}$	$c_{pf} = 127 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$A_{ot} = 1.85 \text{ m}^2$	
$N_t = 80$	
$L_t = 3.7 \text{ m}$	
$k_t = 2.2 \text{ J/(} ^\circ\text{K s m)}$	
$r_i = 0.078 \text{ m}$	

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Tabla 4.4 Parámetros del subsistema turbina.

Sección de alta presión	Sección de baja presión
$\tau_s = 1 \text{ s}$	$\tau_s = 1 \text{ s}$
$V_{hp} = 5.664 \text{ m}^3$	$V_{hp} = 5.664 \text{ m}^3$
$A_{hp} = 0.003 \text{ m}^2$	$A_{hp} = 0.05 \text{ m}^2$
$\eta_\infty = 0.8$	$\eta_\infty = 0.85$
$c_p = 2430 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$c_p = 2005 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$
$R_{st} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$	$R_{st} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$

Sección de presión intermedia

$$A_{hp} = 0.009 \text{ m}^2$$

$$\eta_{\infty} = 0.85$$

$$c_p = 2230 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

$$R_{st} = 287 \text{ J/(kg } ^\circ\text{K)}$$

Tabla 4.5 Parámetros del subsistema desaereador.

$$V_{dae} = 3 \text{ m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$r = 0.5 \text{ m}$$

Tabla 4.6 Parámetros del subsistema bomba y válvulas.

Bomba

$$\eta = 90\%$$

$$\rho_p = 974 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p_s = 8.08 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$k_3 = 42.39 \times 10^5 \text{ m}^{-4}$$

$$k_2 = 0 \text{ m}^{-4}$$

$$k_1 = 0.003 \text{ m}^2$$

Válvulas

$$\Delta p = 1000 \text{ Pa}$$

Al igual que para la planta de generación con turbina de gas, las entradas y salidas del generador se manejan en p.u. El voltaje interno del generador se considera de 1.05 p.u., $R_{gen} = 0.002$ p.u., $X_{gen} = 0.1$ p.u., $H = 8$ s, $kd = 0.5$, $X_{ext} = 0.377$ p.u. Potencia base de 10 MVA.

Los resultados que se obtienen de esta prueba son los siguientes:

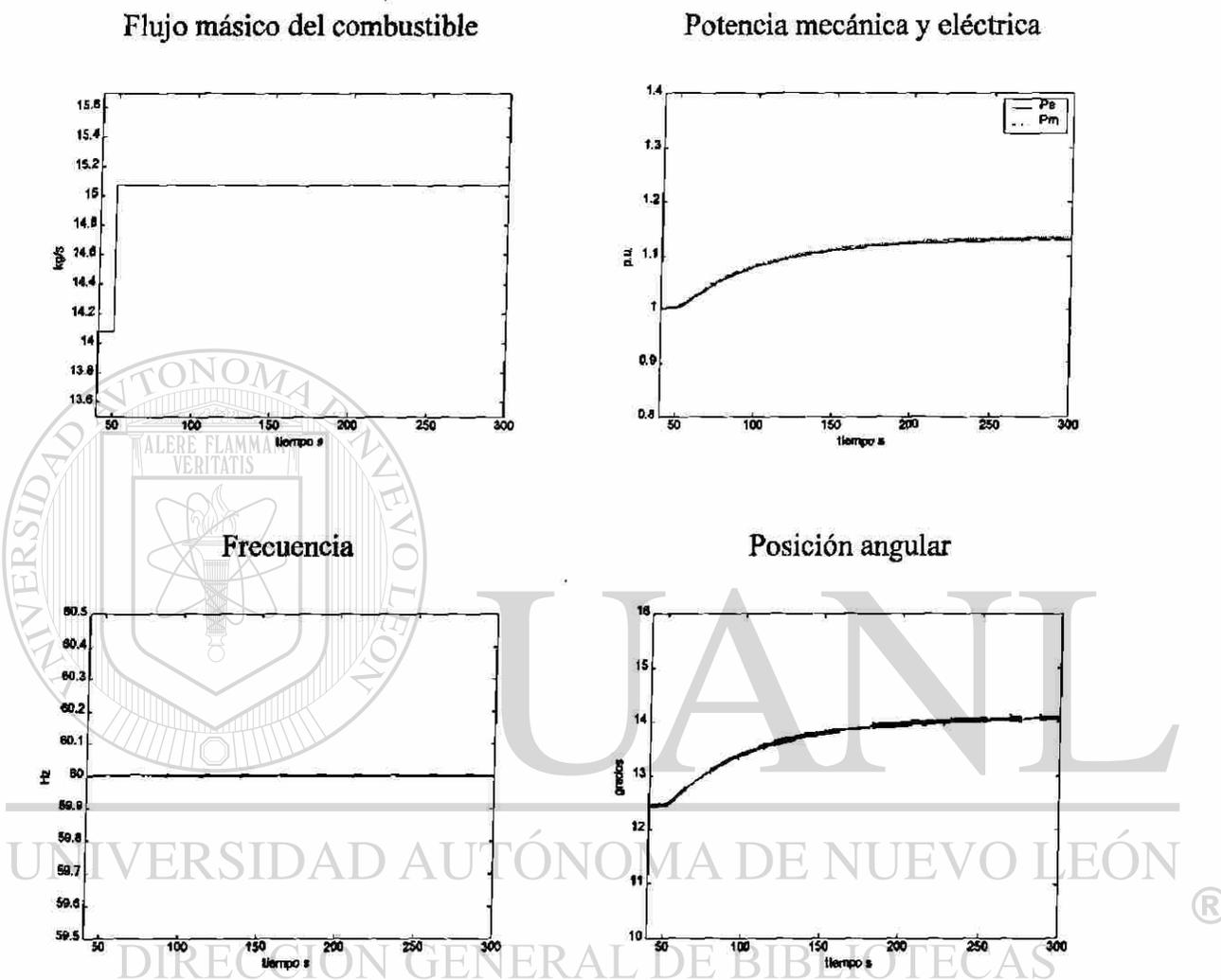


Fig. 4.9 Variables de salida. Simulación de incremento en el flujo másico de combustible en planta de generación con turbina de vapor.

Como se puede observar en el cambio del flujo másico de combustible a la entrada del quemador, en este caso no se consideró el efecto de la válvula ni del actuador; el cual se puede considerar como un caso ideal. Pero como se puede ver la respuesta de las salidas de la planta: la potencia mecánica, la posición angular, la frecuencia, etc. es mucho más lenta (i.e. del orden de minutos), ya que el proceso de generación de energía eléctrica en la planta que emplea turbina de vapor tiene constantes de tiempo mucho mayores. Los tiempos

resultan de la quema del combustible y después el proceso de combustión transfiere calor al supercalentador y al recalentador lo cual representa una inercia térmica; posteriormente se debe calentar el agua para convertirla en vapor. A continuación el vapor se expande en las diferentes secciones de la turbina, y de ahí el vapor se condensa y se pasa por el desaereador para nuevamente ser calentado y llevado a la condición de vapor.

En general este proceso es mucho más lento y se puede apreciar en la respuesta de la potencia mecánica y en la potencia eléctrica, ya que en éstas no se nota diferencia alguna. Lo que significa es que ocurre un cambio, pero éste es muy lento como para generar algún transitorio en el generador. Esto también se puede apreciar en la velocidad angular del generador (frecuencia), la cual se mantiene prácticamente en 60 Hz durante todo el proceso. Pero como existe un incremento en la potencia mecánica y consecuentemente habrá un incremento en la potencia eléctrica, para que se cumpla la igualdad en la ecuación de oscilación debe haber un cambio en la posición angular del rotor de la máquina. El cambio descrito es lento pero se tiene un incremento angular hasta cumplir con la igualdad $P_m = P_e$.

Se hace la observación de que al igual que en el caso de generación con turbina de gas para este caso los resultados se reportan a partir de 40 segundos, lo cual se debe a que con las condiciones iniciales supuestas, para cada uno de los sistemas dinámicos, éstos deben de llegar al estado de operación estable. Por lo anterior, se permite transcurrir la simulación dinámica por 40 segundos, y aunque para este tiempo no se alcanza exactamente el estado estable, los cambios que se observan en las variables del sistema dinámico ya son más pequeños que una tolerancia preestablecida.

4.5 Simulación de falla trifásica en terminales del generador, planta de generación con turbina de gas.

Con los parámetros empleados para la simulación de un incremento en la demanda de combustible de una planta de generación con turbina de gas, Sección 4.2, se puede simular una falla trifásica sólida que dure 6 ciclos en terminales del generador. Para simular la falla

se formó un subsistema, el cual modela la falla con tres interruptores conectados en estrella aterrizada. Cada uno de los interruptores tiene además una resistencia en paralelo, ya que el SIMULINK modela al interruptor como una fuente de corriente y estas fuentes no pueden trabajar en serie con una inductancia o en circuito abierto; la resistencia en paralelo tiene un valor muy grande para no afectar el resultado de la simulación. En la Figura 4.10 se muestran las terminales 1, 2 y 3 a las cuales se conectan las fases A, B y C respectivamente. La terminal 4 o "ctrl" se utiliza como señal de control para la operación de los interruptores.

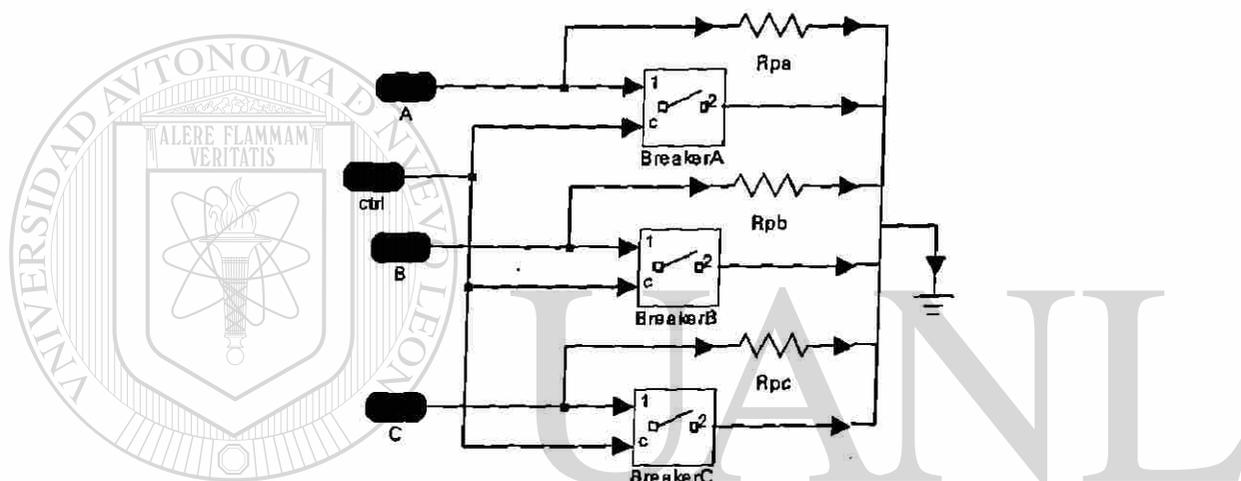
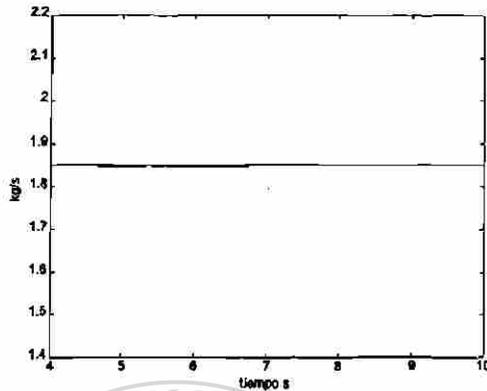


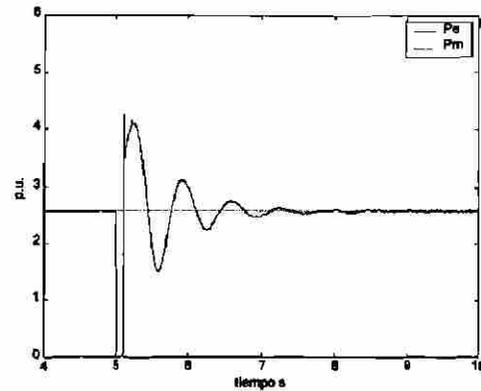
Fig. 4.10 Componentes del subsistema "Falla 3 ϕ ".

Los resultados que se obtienen de la simulación se muestran en la Figura 4.11. Como se puede observar, para este caso, el flujo másico de combustible no se ve afectado a lo largo de la simulación ya que la falla no afecta ninguna variable interna de la planta; sin embargo, se puede notar que la potencia eléctrica que fluye del generador al bus infinito se hace cero durante la falla y se tiene una potencia de aceleración, lo cual da lugar a un incremento en la velocidad angular de generador y consecuentemente en la frecuencia de éste. La posición angular del generador también se ve modificada durante la falla y las variables del generador oscilan hasta que vuelven a su condición de prefalla; debido a que no se tuvo cambio en la topología de la red eléctrica o en la condición de operación del sistema de potencia.

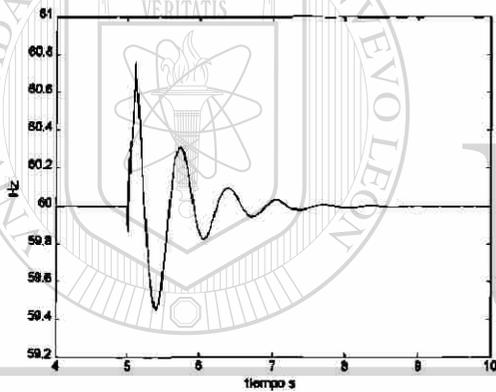
Flujo másico de combustible



Potencia mecánica y potencia eléctrica



Frecuencia del generador



Posición angular del generador

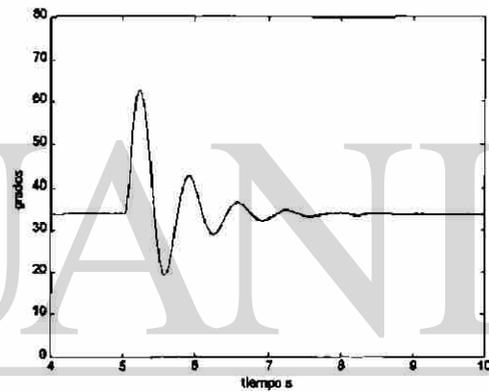


Fig. 4.11 Resultados obtenidos durante la simulación de una falla 3ϕ en terminales del generador.

4.6 Simulación de falla trifásica en terminales del generador, planta de generación con turbina de vapor.

Al igual que en la planta de generación con turbina de gas, se puede aplicar una falla trifásica a las terminales del generador de una planta de generación con turbina de vapor. Para el caso de falla trifásica en la planta con turbina de gas como para el caso presente no se tienen controladores, los cuales a partir de variables del Sistema Eléctrico de Potencia, que actúen sobre las variables internas de la planta, entonces los resultados que se obtienen son

similares en su comportamiento dinámico; pero cada una de las respuestas con magnitudes propias de los parámetros a los cuales fueron ajustadas.

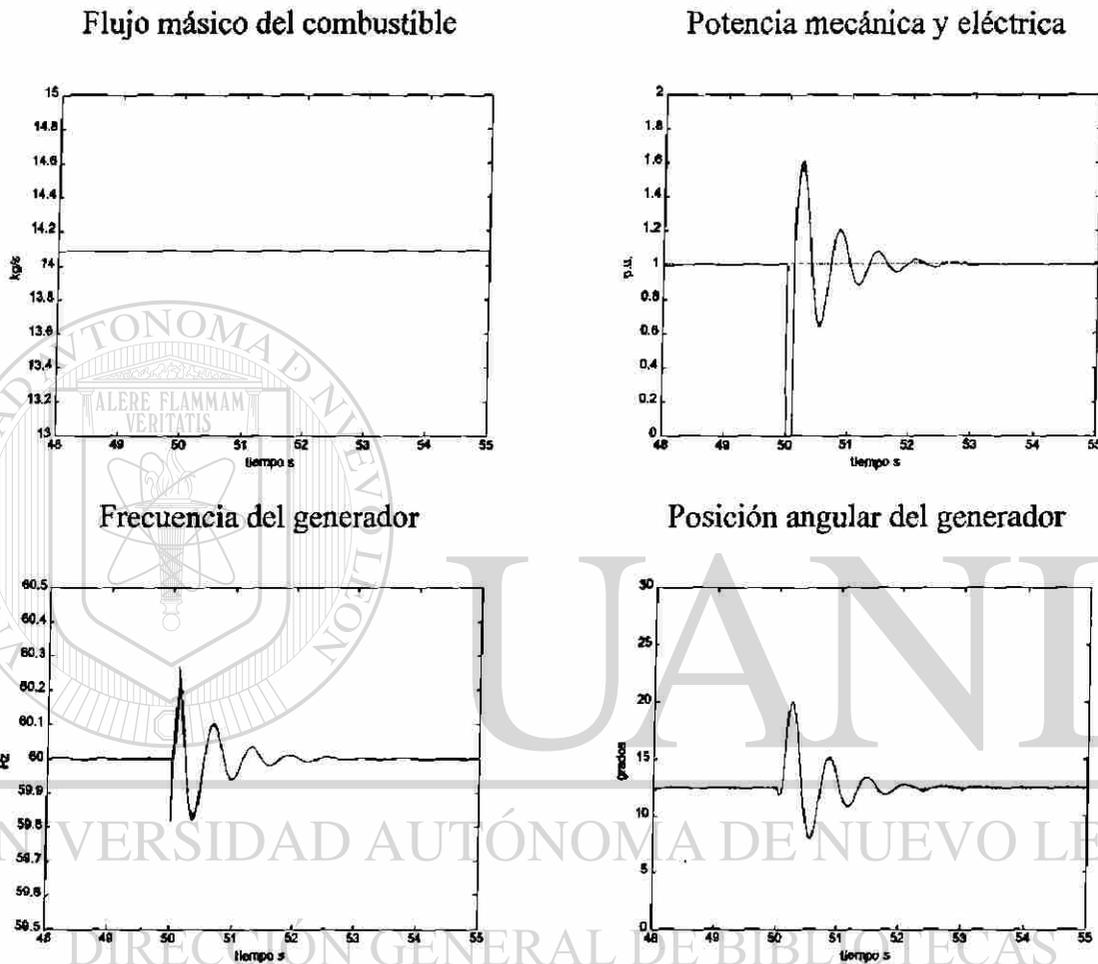


Fig. 4.12 Variables de salida de la planta de generación con turbina de vapor, falla 3 ϕ de 6 ciclos en terminales del generador.

4.7 Simulación de la operación de una planta de ciclo combinado.

La planta de ciclo combinado se puede implementar interconectando la planta de generación con turbina de gas, con la planta de generación con turbina de vapor. Esto se logra dirigiendo parte de los gases que arroja la turbina de gas hacia el quemador que está

dentro de la caldera a fin de generar el vapor. A su vez el vapor se envía a la turbina de vapor para obtener potencia mecánica.

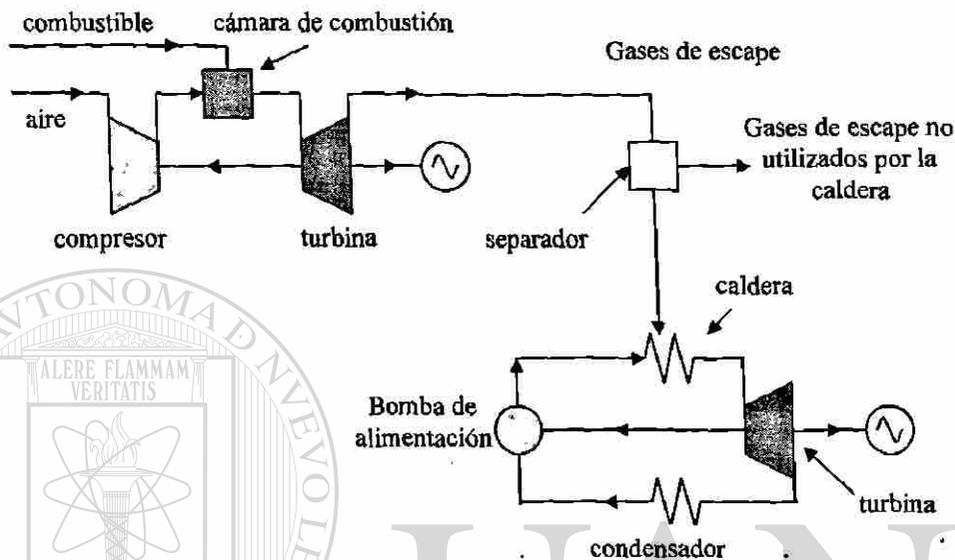


Fig. 4.13 Diagrama esquemático de una planta de generación de ciclo combinado.

El tipo de plantas de ciclo combinado, para la generación de energía eléctrica, es un arreglo que se hace con la finalidad de tener una mayor eficiencia térmica. Esencialmente el uso de plantas de ciclo combinado requiere el tener mayores flujos caloríficos de suministro hacia el sistema y tener menores flujos caloríficos de deshecho. Una planta de ciclo combinado es aquella en la cual un ciclo térmico “alto” produce energía, pero parte de su deshecho calorífico sirve para suministrar calor a un ciclo térmico menor. Se entiende por ciclo térmico “alto” aquel que tiene una mayor temperatura de trabajo.

Como ejemplo, la planta de la Figura 4.13 se puede representar por dos plantas independientes que están interconectadas por medio de su ciclo térmico, Figura 4.14. El flujo calorífico Q_{AB} , que despiden la planta “alta” (A) con eficiencia η_A , se utiliza para suministrar a la planta “baja” (B). Así, la potencia de salida de cada planta estará dada por la expresión (4.3).

$$P_A = \eta_A Q_A \quad (4.3)$$

$$P_B = \eta_B Q_{AB} \quad (4.4)$$

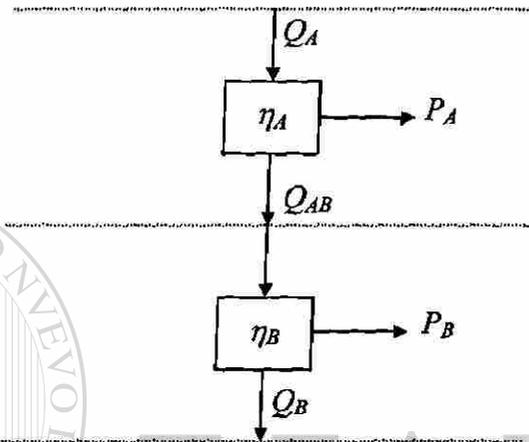


Fig. 4.14 Planta de ciclo combinado.

La potencia total de salida de la planta está dada por:

$$P = P_A + P_B \quad (4.5)$$

Por la primera ley de la termodinámica se puede expresar (4.3) de la forma siguiente:

$$\eta_A = \frac{P_A}{Q_A} = \frac{Q_A - Q_{AB}}{Q_A} \quad (4.6)$$

y de (4.6) se puede ver que:

$$Q_{AB} = Q_A (1 - \eta_A) \quad (4.7)$$

sustituyendo (4.3) y (4.4) en (4.5) se obtiene:

$$P = \eta_A Q_A + \eta_B Q_{AB} \quad (4.8)$$

y sustituyendo (4.7) en (4.8) se obtiene:

$$P = (\eta_A + \eta_B - \eta_A \eta_B) Q_A \quad (4.9)$$

finalmente se tiene que la eficiencia total de la planta de ciclo combinado está dada por:

$$\eta_{AB} = \frac{P}{Q_A} = \eta_A + \eta_B - \eta_A \eta_B \quad (4.10)$$

Las ventajas de las plantas de ciclo combinado se basan en que la eficiencia total de la planta es mayor que la eficiencia de cada una de las plantas operando de manera individual. Esta es una de las razones por las cuales a menudo se justifica el modificar el esquema de alguna planta de "alta generación" y se le convierte en una planta de generación de ciclo combinado. También se puede presentar el caso en el que la planta "baja" tenga otra entrada de flujo calorífico, además del que desecha la planta alta, Figura 4.15.

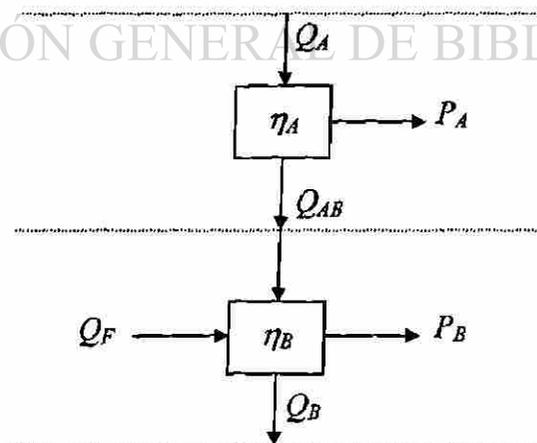


Fig. 4.15 Planta de ciclo combinado, la planta "baja" tiene otra entrada de flujo calorífico.

En el caso de la Figura 4.15 la eficiencia total de la planta está expresada por (4.11). Para este caso se observa que la eficiencia total de la planta se incrementa, aunque no en proporción, como es el caso cuando no se tiene una entrada de flujo calorífico a la planta baja.

$$\eta_{AB} = \frac{P}{Q_A + Q_F} = \eta_B + (\eta_A - \eta_A \eta_B) \frac{Q_A}{Q_A + Q_F} \quad (4.11)$$

En las plantas de ciclo combinado se hace necesario controlar el flujo de gases que salen de la turbina de gas hacia el RCGV. En la práctica esto se logra colocando amortiguadores en la trayectoria del flujo de los gases hacia el RCGV. Los amortiguadores son similares a las válvulas en el sentido de que ambos ofrecen una resistencia variable al flujo de los gases, de acuerdo con la posición del amortiguador. En este trabajo no se modelaron los amortiguadores en forma individual, pero el efecto total de la separación del gas y su distribución hacia el RCGV se describe por medio de un bloque implementado en SIMULINK. Para el modelo del separador se listan las consideraciones.

- i) La fricción y otras pérdidas se desprecian.
- ii) Se considera una mezcla perfecta en los gases de salida de la turbina.
- iii) Se desprecian las dinámicas del proceso, así como las de los actuadores.
- iv) Se obtiene un control perfecto, de manera tal que el flujo másico de gas hacia el RCGV es igual al ajuste dado.

Las ecuaciones que describen el comportamiento del separador son:

Ecuación del flujo másico controlado a la salida del separador

$$w_{gC} = \begin{cases} w_{gFLX} & k = 1 \\ w_g & k = 0 \end{cases} \quad (4.12)$$

donde:

$$k = \begin{cases} 1 & w_g \geq w_{gFLX} \\ 0 & w_g < w_{gFLX} \end{cases} \quad (4.13)$$

w_{gC} flujo másico controlado del gas a la salida del separador, kg/s

w_{gFLX} flujo másico fijo de referencia, kg/s

Ecuación del flujo másico residual

$$w_{gR} = k w_g \left(1 - \frac{w_{gFLX}}{w_g} \right) \quad (4.14)$$

donde:

w_{gR} flujo másico residual del gas de entrada, kg/s

y se obtiene el siguiente bloque en SIMULINK.



Fig. 4.16 Subsistema del separador implementado en SIMULINK.

En el subsistema de la Figura 4.16 la entrada “ w_g ” del bloque es el flujo másico de gas. La salida “ w_{gC} ” es la salida del flujo másico controlado el cual se determina con un parámetro de ajuste y la salida “ w_{gR} ” es el excedente. Interconectando las dos plantas de generación en SIMULINK se obtiene el diagrama de la Figura 4.17.

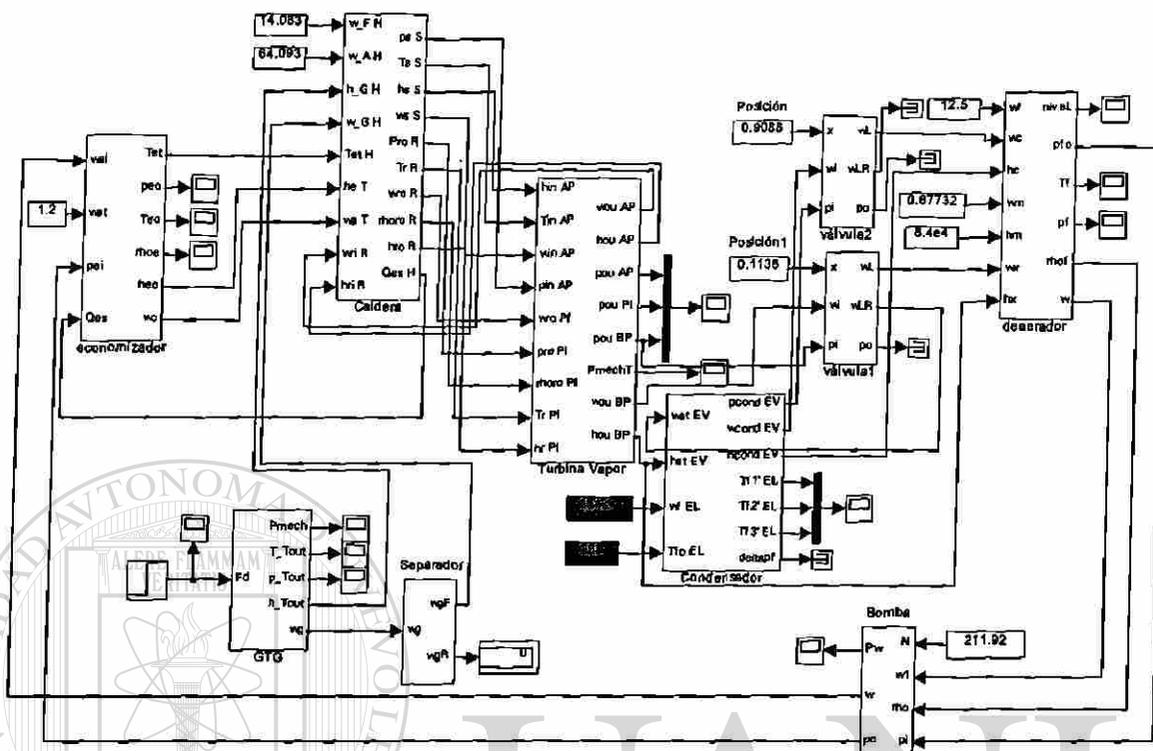
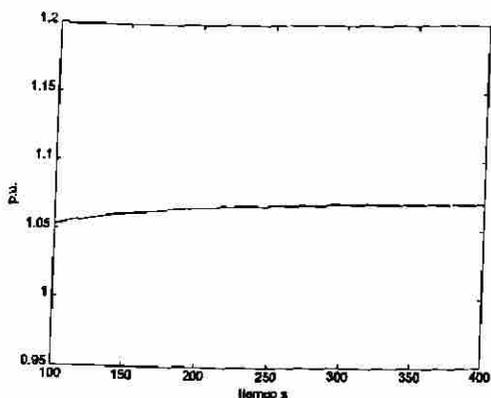


Fig. 4.17 Diagrama de una planta de ciclo combinado implementada en SIMULINK.

Se usan los mismos parámetros para los distintos bloques, igual a los que se emplearon para las secciones anteriores. Para la sección que emplea turbina de gas con una señal de demanda de combustible de 1 p.u. y para la sección que emplea turbina de vapor un flujo másico de combustible de 14.083 kg/s, se obtienen los resultados de potencia mecánica en estado estable que muestra la Figura 4.18.

En la Figura 4.18 se puede ver que la mayor aportación de potencia mecánica que se obtiene con los parámetros que se ajustaron en la planta proviene de la turbina de gas. También se puede apreciar que la dinámica de la sección del ciclo térmico Rankine es más lenta que la del ciclo térmico Joule-Brayton.

Potencia mecánica de la turbina de vapor



Potencia mecánica de la turbina de gas

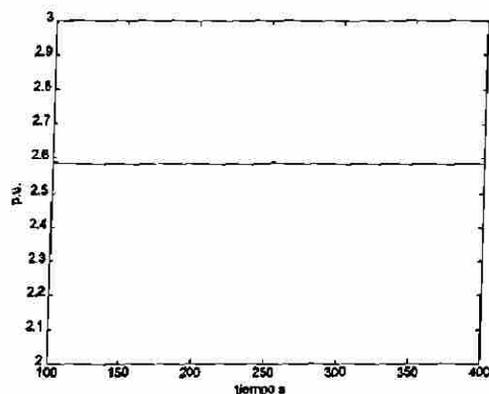
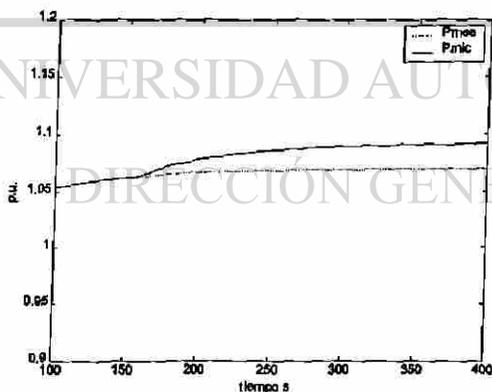


Fig. 4.18 Potencia mecánica de la turbina de vapor y de la turbina de gas de una planta de ciclo combinado.

Si se da un incremento en la señal de demanda en el sistema de alimentación de combustible de la sección de generación con turbina de gas de 1 p.u. a 1.3 p.u. a los 150 seg. se afectan las potencias mecánicas según se muestra en la Figura 4.19.

Potencia mecánica de la turbina de vapor



Potencia mecánica de la turbina de gas

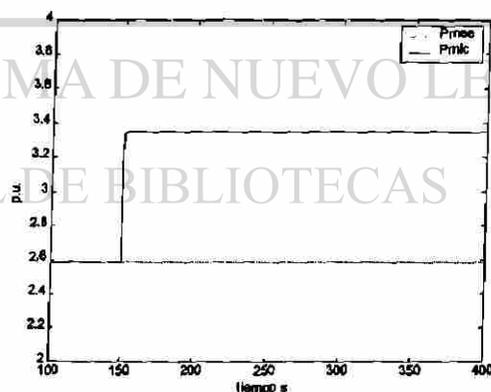
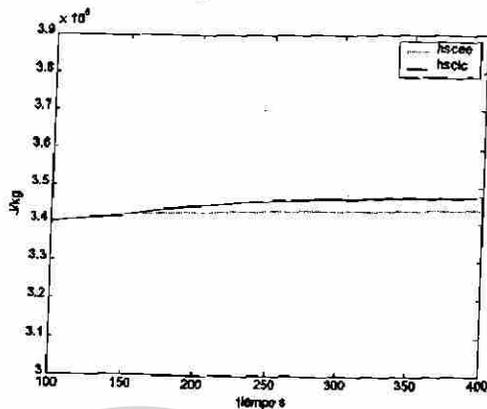
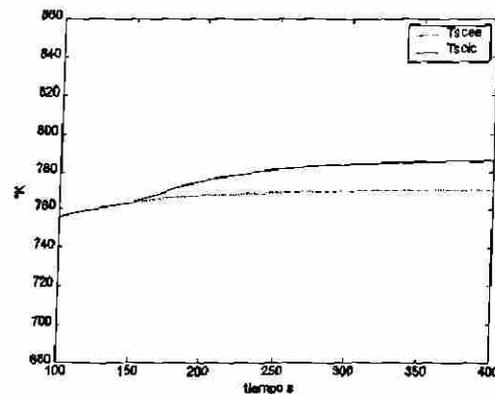


Fig. 4.19 Potencias mecánicas de la planta de ciclo combinado afectadas por el incremento en la demanda de combustible.

Entalpía del vapor a la salida del supercalentador



Temperatura del vapor a la salida del supercalentador



Flujo másico del vapor a la salida del supercalentador

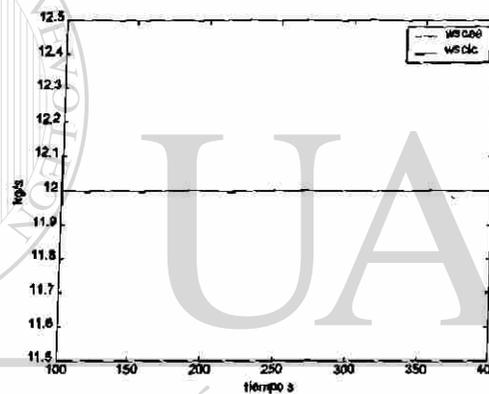


Fig. 4.20 Parámetros físicos del vapor a la salida del supercalentador.

En la Figura 4.19 se puede apreciar mejor que la dinámica del ciclo que utiliza la turbina de vapor es mucho más lenta que la dinámica del ciclo que utiliza turbina de gas. Así mismo se puede observar que en las plantas de ciclo combinado también se afecta la potencia mecánica que entrega la turbina de vapor, al tener un incremento en flujo másico de combustible que va hacia la cámara de combustión; que genera gases los cuales se expanden en la turbina de gas. Esto se debe a que, aún cuando se tiene un separador que mantiene fijo el flujo másico de gases que van hacia el horno del RCGV, al incrementar la señal de demanda de combustible se incrementa el combustible que se quema en la cámara de combustión, lo que aumenta la entalpía de los gases de salida de la turbina de gas. Esto implica que se tenga una mayor energía interna en los productos de combustión que están en

el horno del RCGV. Esta energía interna se transmite al vapor provocando en éste un cambio de entalpía y como la potencia mecánica desarrollada por cada sección de la turbina de vapor es directamente proporcional al incremento en entalpía; se obtiene una mayor potencia mecánica. Además, este incremento en la entalpía de los gases de escape genera también un incremento en la temperatura del vapor, Figura 4.20.

4.8 Simulación de la operación de una planta de cogeneración de ciclo combinado.

En la sección 4.5 se simuló la operación de una planta de ciclo combinado, pero ésta planta solo estaba diseñada con la finalidad de producir potencia mecánica para así poder producir potencia eléctrica. En esta sección se tratará el caso de esa misma planta la cual puede ser modificada para la producción de energía eléctrica y de vapor de una manera combinada. Esto se logra colocando un separador en el flujo másico de vapor que va hacia la turbina de vapor y de ahí se separa la parte que va hacia la carga térmica, la otra se envía hacia la turbina de vapor para la generación de energía eléctrica. Posteriormente, en el condensador se debe de mezclar el vapor que viene de la carga térmica con el vapor que sale de la turbina de vapor, esto ocurre en la sección de baja presión para tener un solo condensado.

Se requiere un mezclador, para el cual se hacen las siguientes consideraciones:

- i) Se desprecia la fricción y otras pérdidas.
- ii) Se logra una mezcla perfecta de los productos de entrada.
- iii) Se desprecian las dinámicas del proceso.

Las ecuaciones que describen este bloque son:

Balance másico

$$w = w_1 + w_2 \quad (4.15)$$

Balance energético

$$\dot{h} = \frac{w_1 h_1 + w_2 h_2}{w} \quad (4.16)$$

Con las ecuaciones anteriores en SIMULINK se obtiene el siguiente bloque de la Figura 4.21.

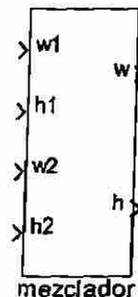


Fig. 4.21 Subsistema que representa al mezclador en SIMULINK.

Considerando que se tiene una carga térmica que requiere de 2 kg/s de vapor a una presión de 5.27 MPa y a una temperatura de 770 °K. Este vapor se puede obtener de la sección de alta presión de la turbina de vapor; para esto se coloca un separador en la tubería que va de la salida del supercalentador a la turbina de vapor con un flujo másico fijo de 2 kg/s y el resto va a la turbina, y se obtiene el diagrama de la Figura 4.23.

En la Figura 4.23 se muestra también la carga térmica, la cual se modela como un intercambiador de calor el cual tiene una temperatura de referencia la cual se determina por las características que el usuario demande.

Para este modelo se hacen las siguientes consideraciones:

- i) El modelo solamente incluye derivadas con respecto al tiempo.
- ii) Se modela como un intercambiador de calor.

- iii) Se incluye una ecuación experimental para transferencia de calor asumiendo turbulencias en el vapor de entrada.
- iv) Se considera que la carga tiene un receptáculo en el cual recibe al vapor.
- v) Se asume que las variables dentro del modelo satisfacen los balances termodinámicos básicos para balance calorífico y balance másico.
- vi) La dinámica entre el flujo másico de entrada y el flujo másico de salida se modela como un sistema de primer orden.

Las ecuaciones que describen el comportamiento dinámico de la carga térmica son:

Ecuación para el balance másico:

$$w_{in} - w_{ou} = V \frac{d\rho_{ou}}{dt} \quad (4.17)$$

donde:

w_{in} flujo másico del vapor a la entrada de la carga térmica, kg/s

w_{ou} flujo másico del vapor a la salida de la carga térmica, kg/s

V volumen del receptáculo de la carga térmica, m³

ρ_{ou} densidad del vapor a la salida de la carga térmica, kg/m³

Ecuación para el balance calorífico en la carga térmica

$$w_{in} h_{in} = w_{ou} h_{ou} + V \frac{d\rho_{ou} h_{ou}}{dt} + Q_{ou} \quad (4.18)$$

donde:

h_{in} entalpía específica de vapor a la entrada de la carga térmica, J/kg

h_{ou} entalpía específica del vapor a la salida de la carga térmica, J/kg

Q_{ou} flujo calorífico que sale hacia de la carga, J/s

Ecuación para el flujo másico de salida

$$\frac{dw_{ou}}{dt} = \frac{1}{\tau} (w_{in} - w_{ou}) \quad (4.19)$$

donde:

τ constante de tiempo empírica para el retraso en la salida del flujo másico, s

Flujo calorífico transferido a la carga térmica

$$Q_{ou} = k (T_s - T_{ref})^3 \quad (4.20)$$

donde:

k Coeficiente experimental para la transferencia de calor, $J/(s \text{ } ^\circ K^3)$

En SIMULINK el bloque que representa al subsistema “carga térmica” es el siguiente:



Fig. 4.22 Subsistema “carga térmica” implementado en SIMULINK.

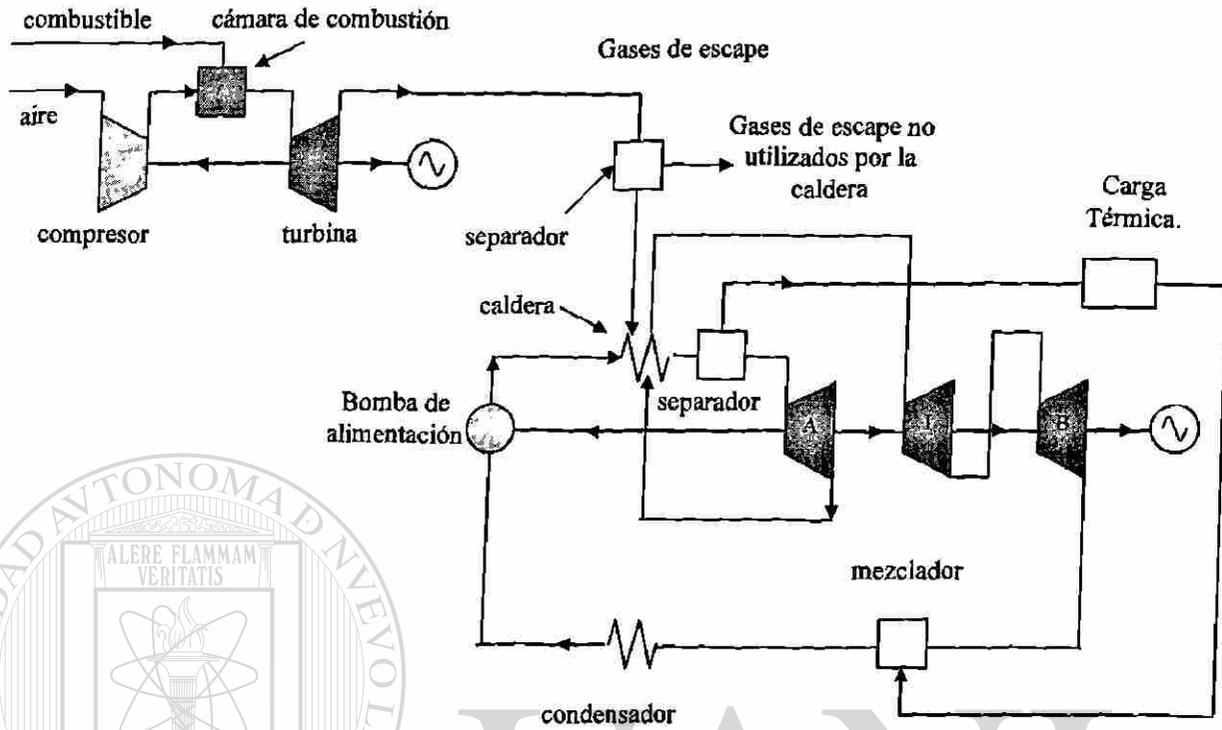


Fig. 4.23 Esquema de una planta de cogeneración de ciclo combinado.

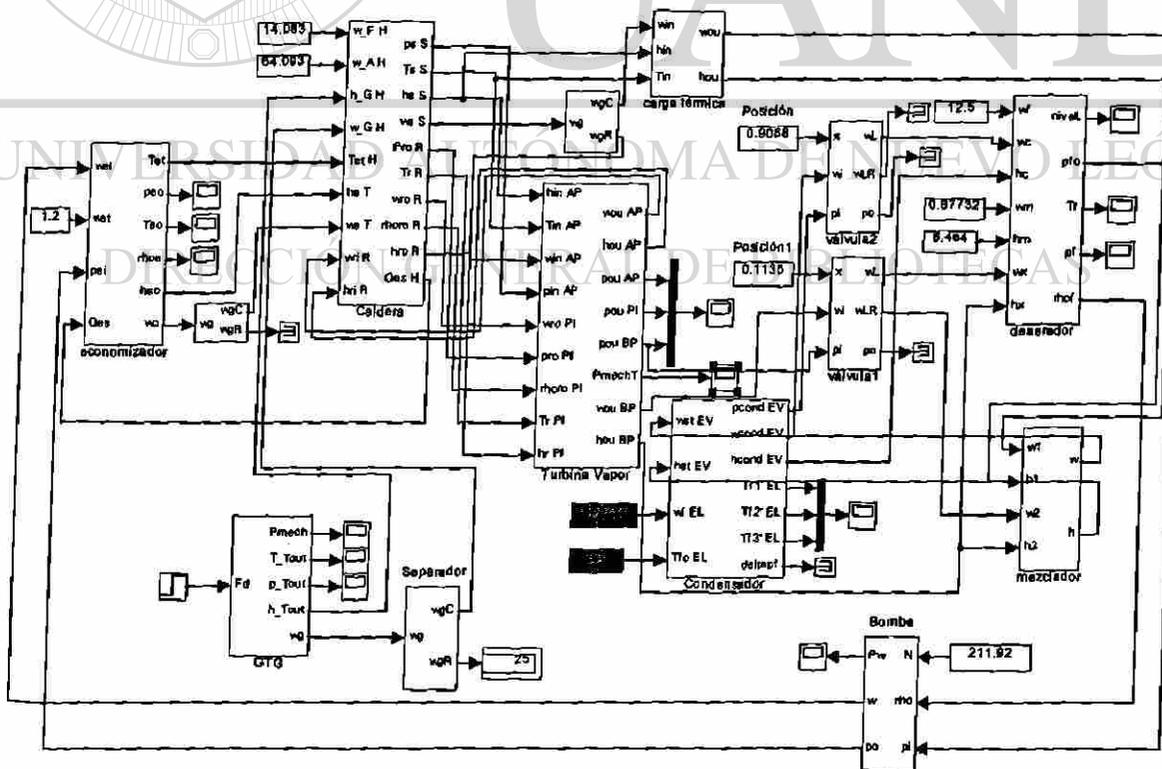
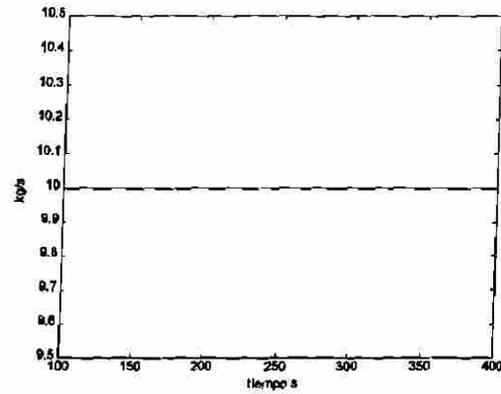
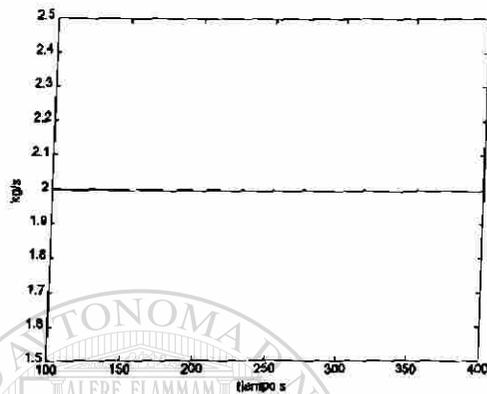


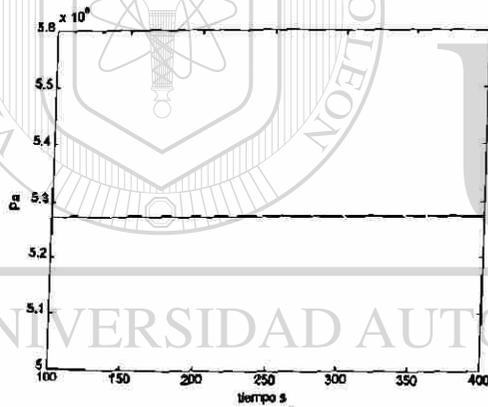
Fig. 4.24 Esquema de una planta de cogeneración de C. C. en SIMULINK.

A partir de este esquema se obtienen los resultados de la Figura 4.25.

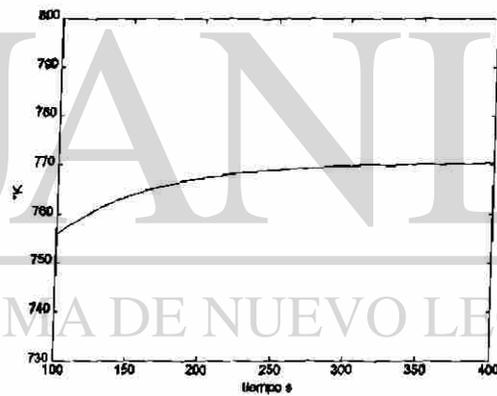
Flujo másico de vapor hacia la carga térmica Flujo másico de vapor hacia turbina de vapor.



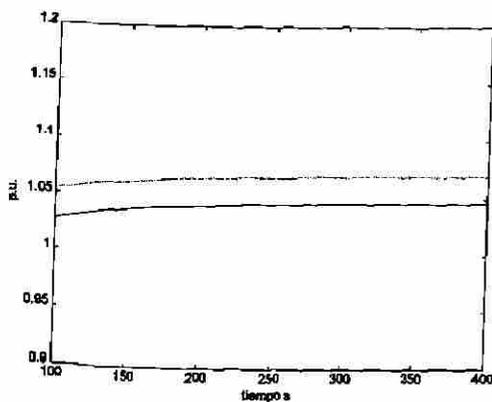
Presión de vapor a la salida del supercalentador.



Temperatura del vapor a la salida del supercalentador.



Potencia mecánica de la turbina de vapor



Potencia mecánica de la turbina de gas

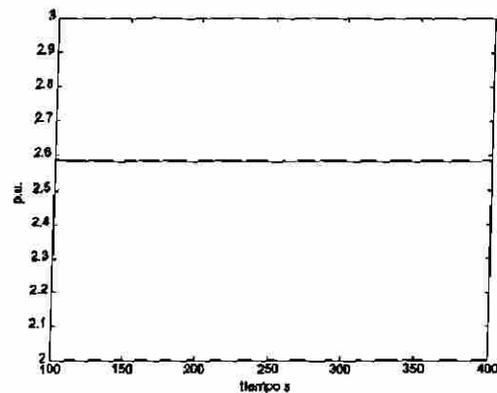


Fig. 4.25 Variables de salida de la planta de cogeneración de ciclo combinado.

En la Figura 4.25 se observa que la potencia mecánica que entrega la turbina de vapor, línea continua, es la que se entrega con un flujo másico de 10 kg/s, ya que la carga térmica demanda 2 kg/s. Y la potencia mecánica graficada con línea punteada es la que se entregaría en el caso de que estuviesen entrando los 12 kg/s directos a la turbina de vapor, es decir, que no se tuviera presente la carga térmica.

4.9 Planta de cogeneración con turbina de vapor.

En este esquema el calor se obtiene de dos circuitos de vapor: el primero de ellos se forma haciendo un by-pass a la sección de alta presión de la turbina de vapor, y el segundo interceptando al vapor que sale del recalentador y que va hacia la sección de presión intermedia de la turbina de vapor.

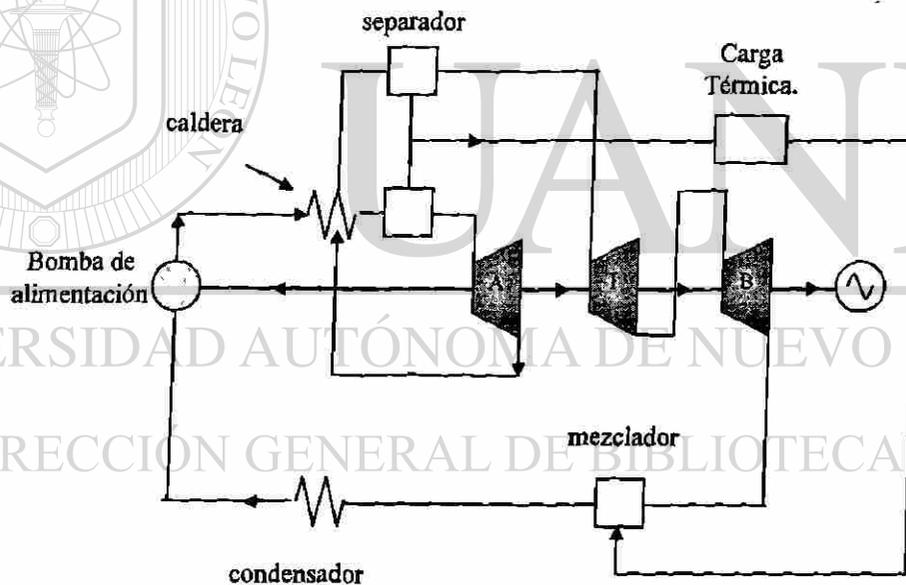


Fig. 4.26 Planta de cogeneración con turbina de vapor.

Los separadores que se muestran en la Figura 4.26 no son necesariamente en número de dos. Existen esquemas que solamente tienen un separador de los dos que se muestran; según los requerimientos de la carga térmica.

En esta configuración para la planta de cogeneración se requieren los componentes:

- La caldera, comprende al horno, el domo, las paredes de agua (elevadores), el supercalentador, el recalentador (opcional) y al economizador.
- Turbina de vapor, que comprende la sección de alta presión, una de presión intermedia (opcional) y la sección de baja presión.
- Dos separadores que hacen el by-pass del vapor a la sección de alta presión de la turbina y a la sección de presión intermedia de la turbina. De esta manera se lleva el vapor a los usuarios externos. los que representan la carga térmica.
- Condensador.
- Desaerador.

y en SIMULINK se obtiene:

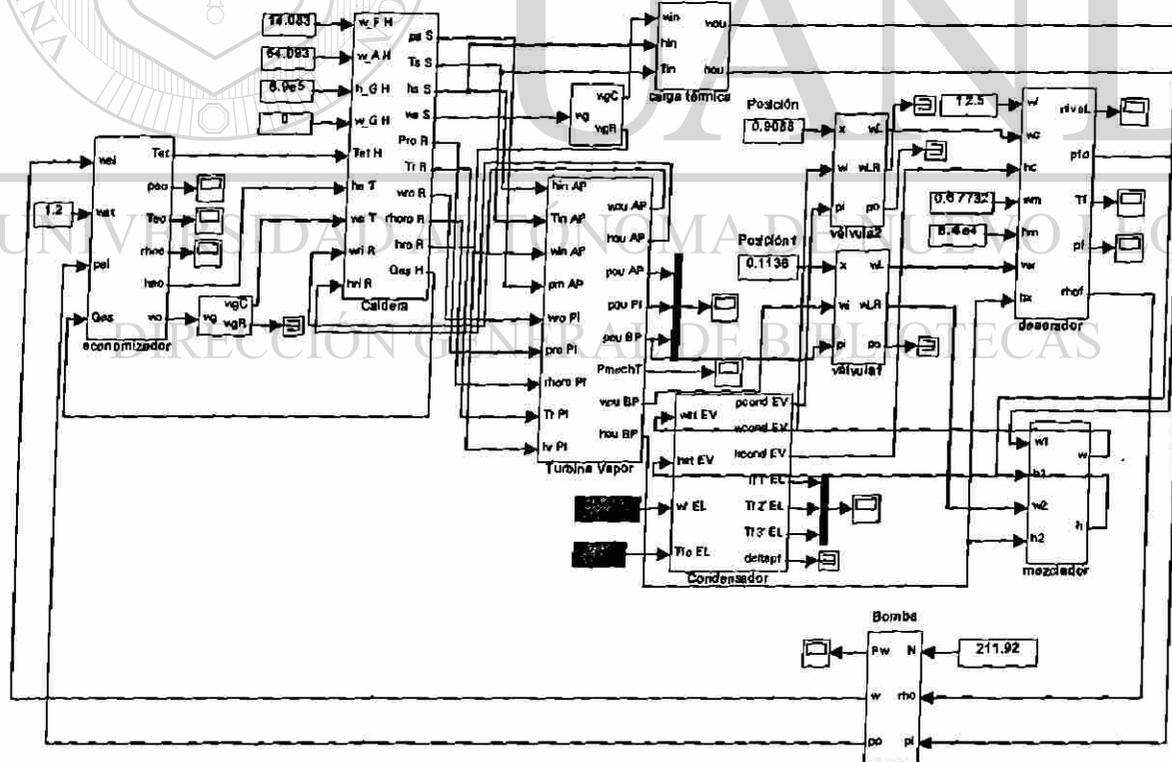


Fig. 4.27 Planta de cogeneración con turbina de vapor implementada en SIMULINK.

La operación de esta planta es similar a la de cogeneración de ciclo combinado, ambas tienen una carga térmica que se abastece por medio de un by-pass en la sección de alta presión de la turbina de vapor y el resto se utiliza para la generación de energía eléctrica.

En la Figura 4.27 se debe de apreciar que no se incluye flujo másico de los gases a la salida de la turbina de gas, pero para hacer cero esta variable se deben de tomar nuevas referencias de temperatura y entalpía en el horno, ya que el no considerar flujo calorífico del ciclo térmico “superior” afecta nuestra ecuación de balance energético en el horno.

4.10 Planta de cogeneración con turbina de gas.

Un ejemplo de una planta de cogeneración con turbina de gas está dado en la Figura

4.26. Las componentes principales son:

- El bloque “Generación con turbina de gas (GTG)”, comprende: compresor, sistema de combustible, cámara de combustión y turbina de gas, la cual se conecta a un generador.
- Una caldera, también llamada RCGV. Con recalentador opcional.
- Desaerador.
- Sistema de alimentación de agua.
- Condensador (opcional)

Para este arreglo el vapor que se obtiene del RCGV se puede emplear para expandirse en una turbina de vapor y así generar potencia mecánica; también se puede emplear el vapor para otros fines. Cuando el vapor se emplee para otra finalidad no se requerirá condensador.

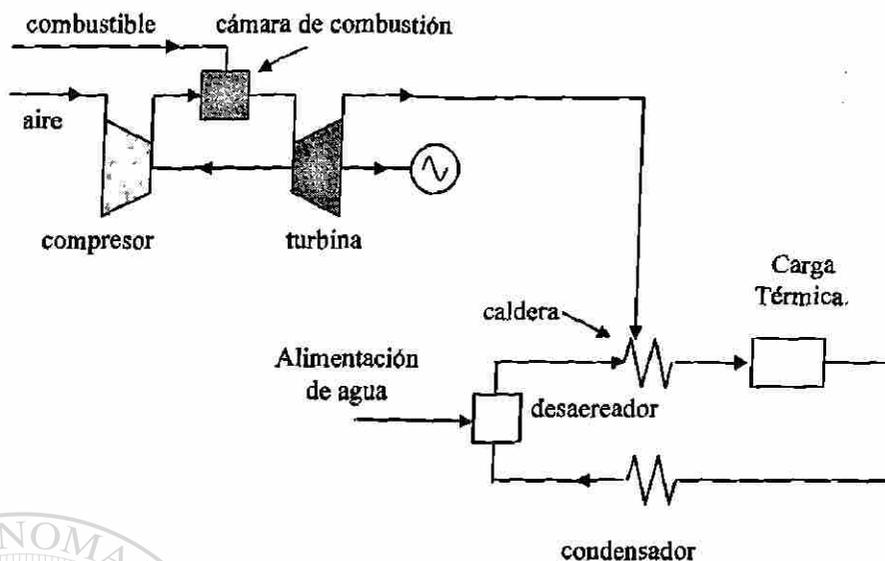


Fig. 4.28 Planta de cogeneración con turbina de gas.

y en SIMULINK se obtiene:

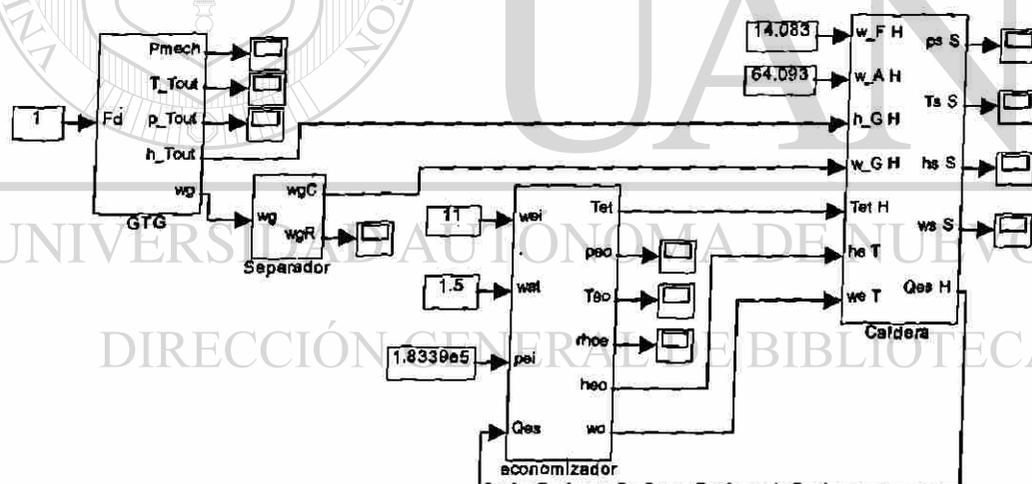


Fig. 4.29 Planta de cogeneración con turbina de gas.

En este caso la carga térmica se abastece completamente por el RCGV, y este no se emplea para dirigir vapor a una turbina de vapor para la producción de potencia mecánica.

Al igual que en el esquema de cogeneración con turbina de vapor, en la caldera se debe de tomar en cuenta si además de la entrada de los gases de salida del ciclo térmico Joule

Brayton se va a considerar una entrada adicional de combustible, o si simplemente se utilizara el flujo calorífico que proviene de la turbina de gas para la generación de vapor. Para nuestro caso particular se considera una entrada adicional de combustible en la caldera.

Se puede notar que en el RCGV no se encuentra la sección de recalentamiento, sino que del supercalentador sale directamente el vapor hacia la carga térmica. Esta modificación se logra metiendo la temperatura del supercalentador, la sección que le correspondía al recalentador en el horno, y el flujo calorífico que iba hacia el recalentador se lo sumamos al que va hacia el supercalentador.

4.11 Esquema de valvuleo rápido en una planta de generación con turbina de vapor.

Entre las características importantes de los modelos desarrollados a lo largo de éste trabajo, es que se pueden diseñar distintos esquemas de generación con facilidad. Estos esquemas se pueden someter a estudios de perturbaciones de distintos tipos tanto electromecánicas como en el ciclo térmico empleado. Una consideración importante en el diseño y en la operación del sistema eléctrico de potencia es la capacidad o habilidad que éste tendrá para mantener la estabilidad transitoria ante diversas perturbaciones.

Existen varios métodos para mejorar la estabilidad transitoria del sistema eléctrico de potencia: frenado dinámico, operación independiente de los polos de los interruptores, compensación shunt regulada, reducción de la reactancia del sistema de transmisión, valvuleo rápido de la turbina de vapor entre otros, [32]. Por la naturaleza del trabajo desarrollado se implementó un modelo de valvuleo rápido utilizando el modelo detallado de la turbina de vapor. Esta técnica de mejoramiento de la estabilidad transitoria del sistema de potencia se aplica por medio de las unidades térmicas. El procedimiento consiste básicamente en el cerrado y en la apertura rápida de las válvulas de admisión de vapor de una manera preescrita, con el objeto de reducir la potencia de aceleración ($P_m - P_e$) en el generador; una vez que se ha identificado una falla severa en el sistema de transmisión.

El estudio y evaluación de éste procedimiento para el mejoramiento de la estabilidad transitoria del sistema eléctrico de potencia requiere de un modelo del generador de potencia mecánica más detallado que el que se emplea en estudios convencionales. Los modelos empleados incluyen la turbina y el sistema de recalentamiento con un sistema de primer orden con un retraso τ , lo cual impide conocer como se afectan las variables internas del ciclo térmico, y por tanto no se puede representar o comprender cabalmente las restricciones físicas del equipo.

Para llevar a cabo estudios paramétricos, el método de análisis propuesto incluyendo un modelo más detallado de la turbina de vapor, proporciona una mayor flexibilidad que los métodos comunes los cuales usan modelos dinámicos sencillos para la turbina o en algunos casos incluyen curvas de potencia mecánica vs tiempo.

Para mostrar los resultados del estudio de valvuleo rápido se utiliza una planta de generación basada en el ciclo térmico Rankine, con una turbina de vapor dividida en tres secciones: la sección de alta, intermedia y baja presión. A la salida del recalentador, en el modelo del RCGV, se coloca una válvula interceptora, Figura 4.30.

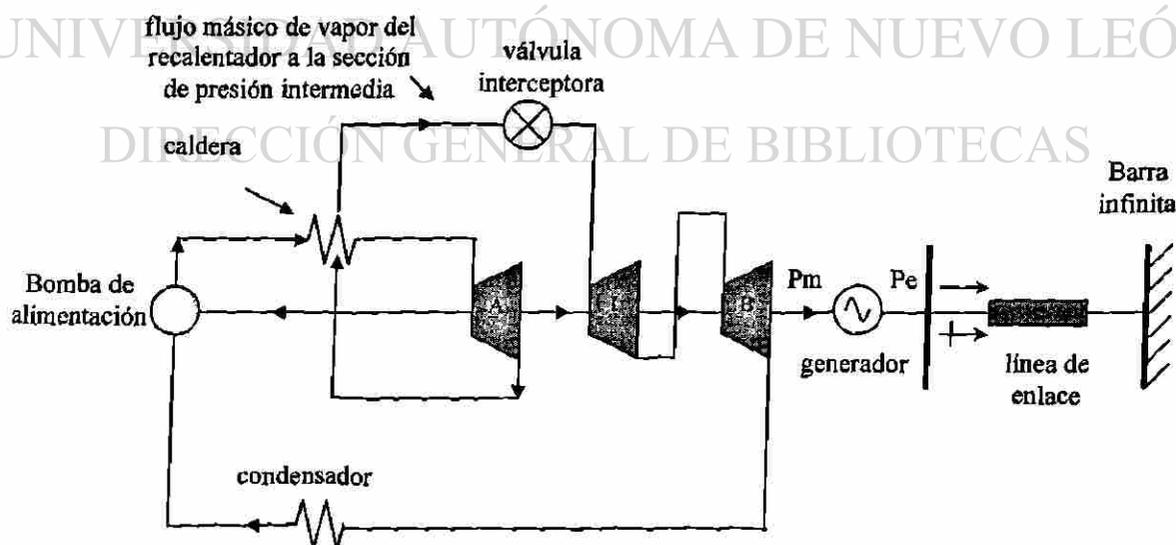


Fig. 4.30 Planta de generación con turbina de vapor conectada a una "barra infinita".

La válvula interceptora de vapor en el esquema de la Figura 4.29 tiene una característica típica de área de flujo vs posición de la válvula [31], la cual se muestra en la Figura 4.31.

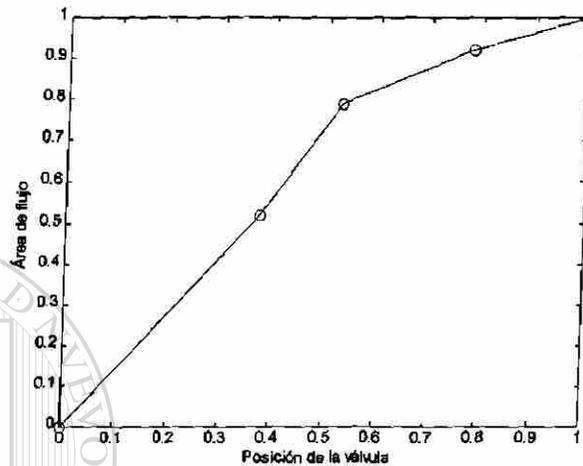


Fig. 4.31 Característica de válvula para una planta de generación con turbina de vapor.

En la Figura 4.32 se muestran la secuencia y los periodos que definen los tiempos de actuación de la válvula interceptora. Los tiempos se pueden variar para determinar la sensibilidad de la estabilidad del sistema a la actuación de la válvula. La secuencia de tiempos de actuación de la válvula se usa conjuntamente con la característica de la válvula, Figura 4.30, para obtener el área de flujo en cualquier instante. Los tiempos máximos para la operación de la válvula interceptora están limitados por las restricciones físicas del equipo, por lo tanto, se sugiere emplear para la simulación y en la operación de ésta técnica tiempos no mayores a los recomendados por el fabricante.

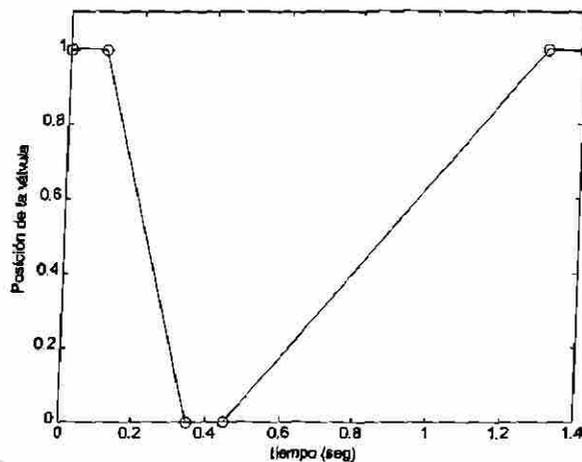


Fig. 4.32 Tiempos de actuación de la válvula.

En la Figura 4.32 se considera el tiempo de 0 segundos como el tiempo en el cual se percibe la falla y existe una potencia de aceleración, a partir de este tiempo comienza a actuar el esquema de valvuleo rápido. El resto de los tiempos de actuación de la válvula se dividen de la siguiente manera:

$0.00 \leq t < 0.10$ s	tiempo de retraso
$0.10 \leq t < 0.35$ s	tiempo de cierre
$0.35 \leq t < 0.45$ s	tiempo "muerto" (válvula cerrada)
$0.45 \leq t < 1.30$ s	tiempo de apertura de la válvula

La operación de la válvula en SIMULINK se obtiene por medio del diagrama de bloques de la Figura 4.33, usando los datos y características descritas.

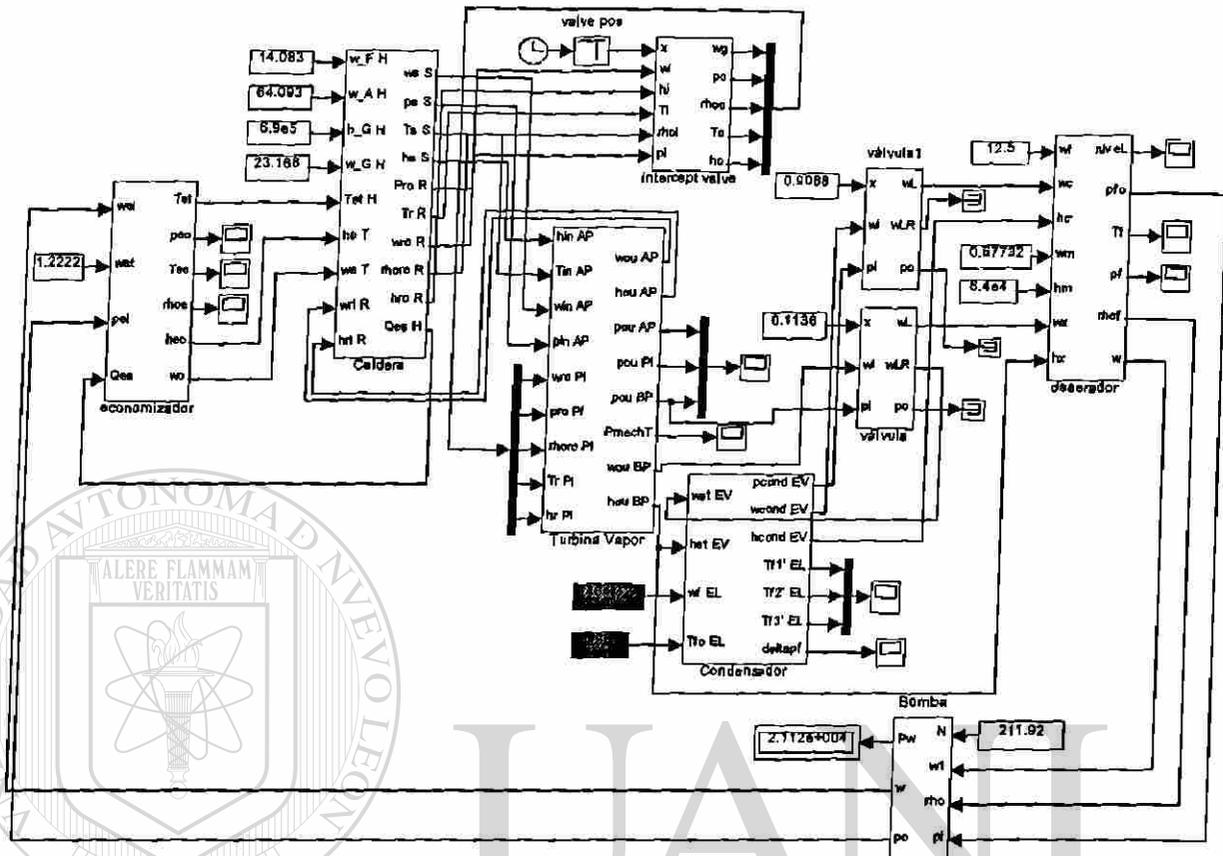


Fig. 4.33 Planta de generación con turbina de vapor, con válvula interceptora para esquema de valvuleo rápido.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

4.11.1 Falla trifásica en terminales sin valvuleo rápido.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Sin esquema de valvuleo rápido se obtienen resultados para una falla trifásica en terminales del generador con una duración de 10 ciclos. Se tomó una potencia base de 10 MVA y la dinámica se muestra en la Figura 4.34. Las respuestas se obtuvieron con la subrutina de integración ode23s, con un paso de integración automático, pero no mayor a 0.1 seg. En las gráficas se muestra la P_m constante, la dinámica de las variables P_e , δ , frecuencia y característica $P-\delta$.

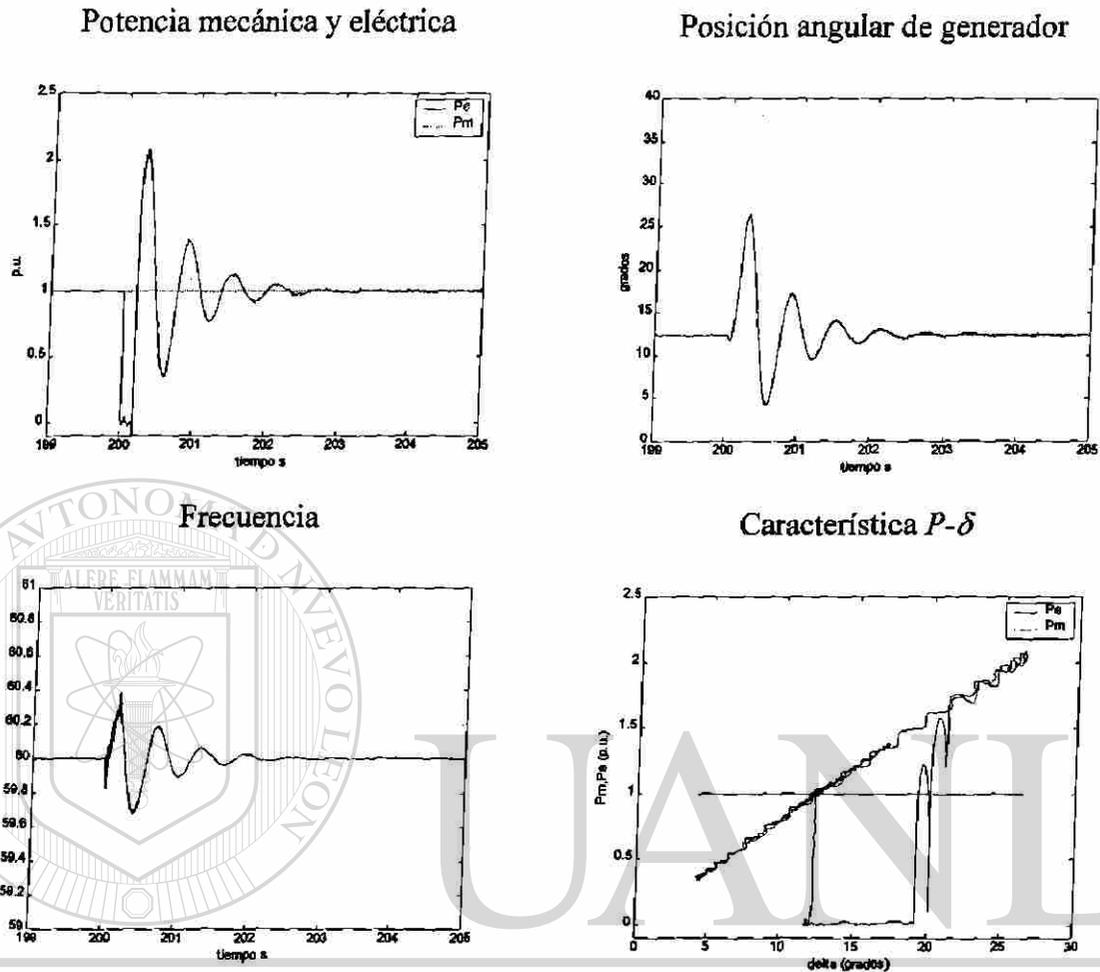


Fig. 4.34 Respuestas de la planta de generación con turbina de vapor para una falla 3ϕ de 10 ciclos de duración.

4.11.2 Falla trifásica en terminales con valvuleo rápido

Para la falla descrita en la sección anterior, en terminales de generador y el mismo método de solución de las ecuaciones diferenciales, pero esta vez implementando el esquema de valvuleo rápido se obtienen los resultados de la Figura 4.35.

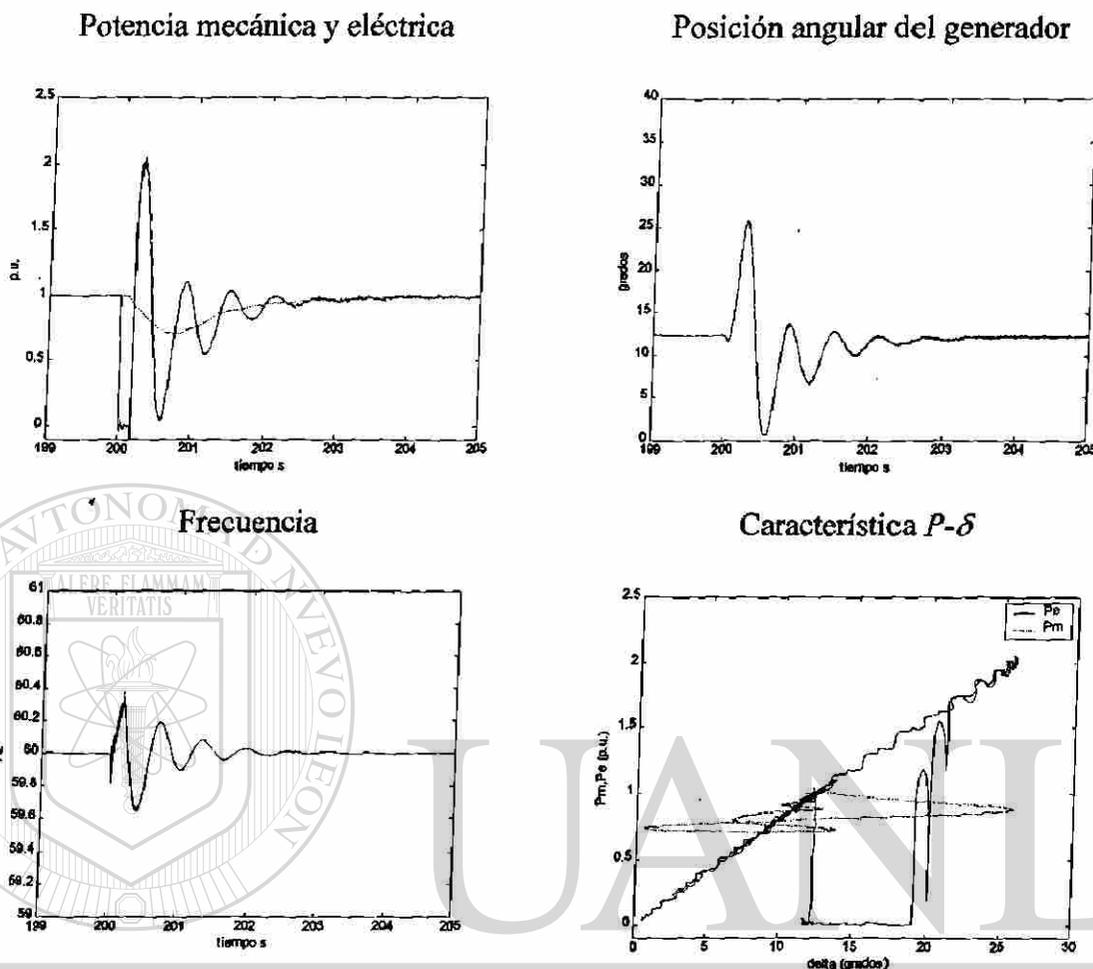


Fig. 4.35 Respuestas de la planta de generación con turbina de vapor para una falla 3 ϕ de 10 ciclos, con esquema de valvuleo rápido.

Como se puede observar en la característica $P-\delta$ de la Figura 4.35, el área de aceleración se reduce a medida que se disminuye la potencia mecánica debido al esquema de valvuleo rápido, y como consecuencia la amplitud de la segunda oscilación de la posición angular se reduce. Puede observarse que durante el momento en que persiste la falla, el esquema de valvuleo rápido no tiene un efecto significativo, ya que se tiene un cierto tiempo de retraso para actuar, el efecto antes descrito ocasiona que se almacene energía cinética en el rotor, hasta que se libere la falla. Una vez liberada la falla como el área para la desaceleración continua haciéndose cada vez mayor, esto provoca que la amplitud de la posición angular de la máquina durante el proceso de desaceleración alcance valores cercanos a los cero grados, pero la siguiente oscilación de la máquina se ve afectada y no

supera los 15 grados, a diferencia de cuando no se tiene un esquema de valvuleo rápido, Figura 4.36. Si inicialmente el sistema eléctrico estuviese con más carga (δ mayor) y la potencia mecánica hubiese llegado a su valor operativo inicial justo cuando la posición angular se encuentra en su mínimo de la primera oscilación, se podría llevar al sistema a inestabilidad.

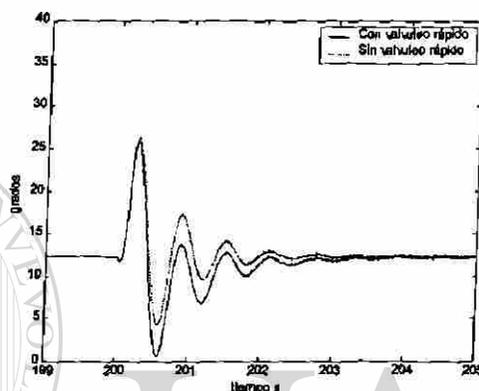


Fig. 4.36 Posiciones angulares del generador con y sin esquema de valvuleo rápido.

Lo anterior significa, que al implementar un esquema de valvuleo rápido no siempre se va a mejorar la estabilidad transitoria de un sistema. Es decir, que bajo ciertas circunstancias el esquema de valvuleo rápido puede causar inestabilidad en un sistema que de otra forma sería estable; lo cual sugiere analizar cuidadosamente el control basado en valvuleo rápido.

4.12 Conclusiones del capítulo

A lo largo de éste capítulo se desarrollaron distintos esquemas de plantas de generación y cogeneración empleando tanto el ciclo térmico Joule Brayton como el ciclo térmico Rankine.

Se debe de notar la flexibilidad de los distintos bloques para la fácil implementación de dichos esquemas. Así como la facilidad para cambiar la capacidad y dimensionamiento de cada uno de los bloques cuando se cuente con los parámetros de la nueva planta a simular.

Las condiciones iniciales de cada una de las variables de estado juegan un papel muy importante en las simulaciones dinámicas, ya que si éstas están mal condicionadas se puede llegar a generar singularidades en la solución; por esta razón, las condiciones iniciales se deben de alimentar dentro del rango operativo en el cual se espera la respuesta. Obviamente estas condiciones iniciales también juegan un papel muy importante en el tiempo en el cual le toma al sistema dinámico llegar a su estado estable.

Los parámetros que se emplearon para los distintos componentes de las plantas de generación se tomaron de la literatura abierta [1, 37, 38], ver Apéndice C para mayor detalle, pero se debe de hacer notar que son muy difíciles de conseguir, y cuando se pueden conseguir algunos, el resto de los componentes se deben de ajustar para que sean de una capacidad que vaya de acuerdo con los parámetros obtenidos.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



CAPITULO 5

CONTROL SISO DE LAZO CERRADO PARA COMPONENTES DE PLANTAS DE GENERACIÓN

5.1 Introducción

Debido a la complejidad y al tamaño de las plantas de generación industriales se requiere un control coordinado total para la planta. Un control de lazo cerrado, Figura 5.1, para cada una de las variables que se manejan sería insuficiente si lo que se quiere es optimizar la operación del sistema. Sin embargo, el control de lazo es el control clásico en la mayoría de las plantas de generación.

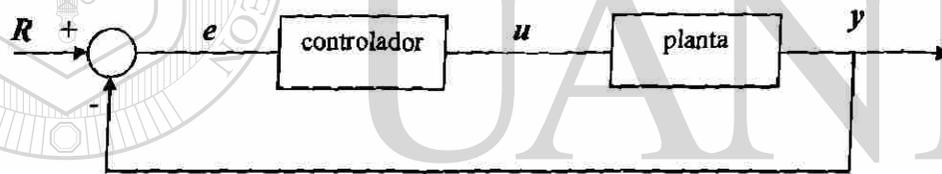


Fig. 5.1 Control de lazo cerrado para una variable de la planta.

En la Figura 5.1 se muestra un controlador de lazo para una sola variable de la planta. La señal e es el error que se presenta entre la salida deseada R y la salida actual y . La señal de error e se alimenta al controlador, el cual calcula la entrada requerida u de la planta para que el error tienda a ser cero.

En éste capítulo se desarrollarán controladores SISO de lazo para variable más dominante de algunos de los bloques desarrollados en los capítulos anteriores.

Los modelos de los componentes de las plantas de generación, desarrollados en los capítulos anteriores, se pueden representar por medio de ecuaciones en variables de estado. Existe una relación entre las variables de estado, expresadas en el dominio del tiempo y la

función de transferencia, en el dominio de la frecuencia; pero se debe recordar que las funciones de transferencia están definidas para sistemas con condiciones iniciales cero exclusivamente. Por esta razón se considerará un modelo incremental, una vez que se ha alcanzado el estado estable, y de ahí se obtiene la función de transferencia del elemento.

La razón por la cual se prefiere, en algunas ocasiones, trabajar en algún dominio particular, es debido a que las herramientas matemáticas para la solución del sistema pueden ser más complejas en un dominio, pero el análogo de esa herramienta puede ser sencillo de aplicar en otro dominio. Como por ejemplo, es más sencillo encontrar una relación salida-entrada por medio de coeficientes de sensibilidad en el dominio de la frecuencia que en el dominio del tiempo.

Si se considera un sistema MIMO, en el dominio del tiempo, de la forma:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (5.1)$$

Al considerar condiciones iniciales cero, o que es trata de un modelo incremental ($x \rightarrow \Delta x$), del que se conoce su estado estable, es decir $x(t_0) = 0$ ó en el caso incremental $\Delta x(t_0) = 0$, las ecuaciones en el dominio de Laplace toman la forma (5.2).

$$\begin{aligned} sX(s) &= AX(s) + BU(s) \\ Y(s) &= CX(s) + DU(s) \end{aligned} \quad (5.2)$$

De la primera expresión (5.2) se obtiene:

$$sX(s) - AX(s) = (sI - A)X(s) = BU(s) \quad (5.3)$$

$$X(s) = (sI - A)^{-1} BU(s) \quad (5.4)$$

Substituyendo (5.4) en la segunda ecuación de (5.2).

$$Y(s) = [C(sI - A)^{-1}B + D]U(s) \quad (5.5)$$

En (5.5) se puede observar que la salida del sistema depende de la entrada, de manera directa, a través de la matriz $[C(sI - A)^{-1}B + D]$. Si esta matriz es llena, entonces al afectar una de las entradas del sistema se modificarán todas las salidas. Pero si la matriz del sistema es diagonal o diagonal dominante, quiere decir que al presentarse algún cambio en una de las entradas, ésta solamente afectará sensiblemente a una salida y las otras se afectarán muy poco.

Sin necesidad de obtener la matriz $[C(sI - A)^{-1}B + D]$ del sistema de manera explícita, se puede perturbar alguna de las entradas en los modelos desarrollados. Se observa que se tiene una matriz llena, ya que se afectan todas las salidas, razón por la que no se puede aplicar controladores de lazo cerrado para cada entrada/salida de manera independiente. Para que se tenga un desempeño adecuado, se hace necesario aplicar un controlador global a toda la planta, cuyas tareas son:

- El estabilizar las variables del sistema en los valores deseados.
- El asegurar que el comportamiento dinámico de la planta será el adecuado cuando la planta cambia su punto de operación.

Además se debe de incorporar requerimientos de seguridad a los algoritmos de control, los cuales resultan de restricciones en las variables o en los lazos de control. Estos se requieren para estabilizar variables, por ejemplo:

- La rapidez del cambio de temperatura en las paredes de la caldera, durante el calentamiento propio del arranque, se debe de regular para evitar esfuerzos térmicos inapropiados en la caldera.

- La rapidez de cambio en la carga en la turbina de gas debe de ser limitada para evitar sobrecargas al compresor.
- La presión en la caldera, para evitar que ésta sea sometida a esfuerzos mecánicos excesivos por la presión del vapor dentro del domo.
- Observar la temperatura del gas a la entrada de la turbina de gas, para evitar que se dañe por sobrecalentamiento.

Algunas otras variables que se deben de observar, por seguridad son:

- La temperatura del vapor a la salida de la caldera.
- El nivel del agua en el domo.
- La presión dentro de la cámara de combustión de la caldera, estabilización de la flama.
- La cantidad de contaminantes que se despiden de la turbina de gas.
- La presión del vapor dentro de la turbina.

5.2 Restricciones de variables que intervienen en el proceso.

Todas las variables que se deben restringir, debido a razones de seguridad, se pueden dividir en dos grupos. El primer grupo comprende a todas aquellas variables que se deben restringir enteramente por motivos de seguridad física y las más importantes son:

- La temperatura de los gases de salida de la turbina de gas.
- Las vibraciones de la turbina.
- La temperatura del aceite lubricante.
- La temperatura del generador.
- Las vibraciones de los cojinetes.
- Las vibraciones de las válvulas.
- La presión del vapor en el domo de la caldera.
- La temperatura del vapor recalentado o supercalentado.

- El nivel del agua en el domo.
- Las vibraciones en las bombas de alimentación y en los ventiladores.

El segundo grupo de variables a restringir son aquellas que resultan de límites de desempeño o de capacidad en los componentes de la planta, y que se pueden encontrar como:

- La capacidad nominal de los generadores. Si la demanda es mayor que la capacidad nominal de la planta, el total generado y no existe otra planta para suministrar el servicio, entonces se tendrá corte de carga.
- Los generadores de calor están limitados por la capacidad de los intercambiadores de calor, así como el material con el que fueron fabricados.
- Los flujos máxicos del vapor, a lo largo del ciclo térmico, están limitados por la capacidad de las tuberías.
- El calor que se le proporciona al RCGV en una planta de ciclo combinado depende de la eficiencia del ciclo que se emplea en la turbina de gas.
- Los parámetros del agua caliente o vapor que se exporta en las plantas de cogeneración dependen enteramente de la capacidad de los intercambiadores de calor, y de las características de las tuberías de exportación. Además, se debe considerar las restricciones por las características de los usuarios al final de la tubería de exportación.
- La eficiencia de la conversión de la energía, además del desempeño de la tecnología empleada en la planta.

5.3 Regímenes de operación de la planta

En la operación “normal” de una planta se pueden encontrar dos regímenes de operación, el de estado estable y el que se presenta cuando se tiene cambios de carga.

5.3.1 Régimen de estado estable

Cuando se alcanza el estado estable, se requiere que los lazos de control estabilicen algunas señales si es que se presenta algún disturbio. El control clásico consiste en aplicar controladores PID o PI, pero se puede aplicar algoritmos basados en métodos de control predictivos y de rango amplio, así como controles auto-sintonizables, los cuales ofrecen la minimización de la varianza en las variables de salida, y permiten trabajar con sistemas con constantes de tiempo muy grandes; como es el caso de la caldera.

5.3.2 Régimen de cambios en la carga

Cuando la carga demandada de una planta cambia, se requiere que los controladores actúen. Los cambios en la carga pueden ser debidos a:

- Cambios en la demanda de energía eléctrica.
- Cambios en la demanda térmica.
- Arranque o paro de ciertos componentes dentro de la planta.

Para cada uno de estos casos se requiere que se alcancen nuevas condiciones de estado estable y lograr un balance en el sistema. Para este fin se puede utilizar técnicas de programación lineal a fin de optimizar la distribución de carga dentro de la planta. Posteriormente se debe reajustar los puntos de referencia de los controladores, para que se logren las condiciones de estado estable óptimas. Un objetivo de la optimización puede ser el minimizar las pérdidas de energía y de manera simultanea mantener las variables del proceso sin violar restricciones. Por ejemplo, si se va a incrementar la carga en la turbina de gas, se debe anticipar un incremento en los gases a la salida de la turbina, los cuales no deben entrar instantáneamente al RCGV ya que causaría esfuerzos térmicos no uniformes dentro de éste. Así, al inicio los gases de escape de la turbina deben de ser “puenteados” del RCGV y posteriormente introducidos en forma gradual; simultáneamente se puede reducir el flujo másico de combustible a la entrada del RCGV.

Desde el punto de vista de los controladores, el problema de las trayectorias óptimas se asocia con la tarea de reacomodar los ajustes de referencia de los controladores locales. Existen muchas técnicas reportadas en la literatura dentro de las cuales puede encontrar: el modelo seguidor, el reacomodo de polos o el control predictivo generalizado, o incluso sistemas híbridos [12, 36].

En general, se debe tener técnicas de predicción de cambios en la carga del sistema, y utilizar las predicciones para establecer estrategias de control considerando que una parte de la planta, como lo es la parte de vapor, tiene constantes de tiempo muy grandes, y por lo tanto no tendrá una respuesta inmediata para la nueva condición operativa. Si se tiene un buen pronóstico de los cambios requeridos en la carga se puede mejorar el desempeño de los controladores ante condiciones transitorias.

5.4 Control de la caldera

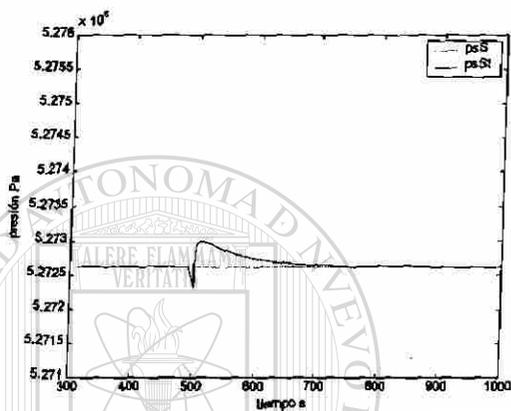
La caldera en una planta real requiere de varios lazos de control locales cuya tarea es mantener los valores de las distintas variables en diferentes secciones de la caldera. Sin embargo, debido a la complejidad del control al considerar toda la caldera, en este trabajo solamente se hará un breve análisis del controlador que es posible emplear. Se implementará un control PI para la variable dominante en el proceso de la caldera.

Se usarán los valores de la Tabla 3.1, un flujo másico de combustible de 14.083 kg/s, un flujo másico de aire hacia la caldera de 64.093 kg/s, un flujo de gases a la salida de la turbina de gas en plantas de ciclo combinado de 23.168 kg/s, una entalpía de 6.9×10^5 J/kg, un flujo másico de entrada del recalentador de 10.495 Kg/s y una entalpía de 3.0298×10^6 J/kg.

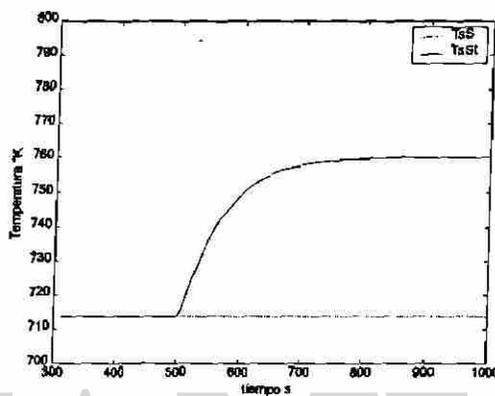
Con los parámetros anteriores y suponiendo un incremento del combustible de un 5% (0.7042 kg/s) respecto de la entrada actual de combustible, se obtienen los resultados de la Fig. 5.2. Se muestran las variables de salida de la caldera. Las variables que se representan

con línea punteada son los valores de las variables en estado estable, y las variables que se presentan por una línea continua son las variables resultado del incremento.

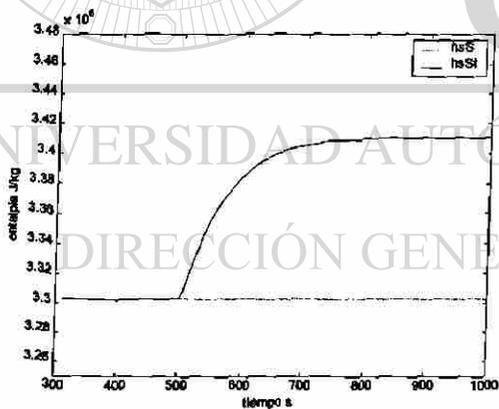
Presión de vapor supercalentado



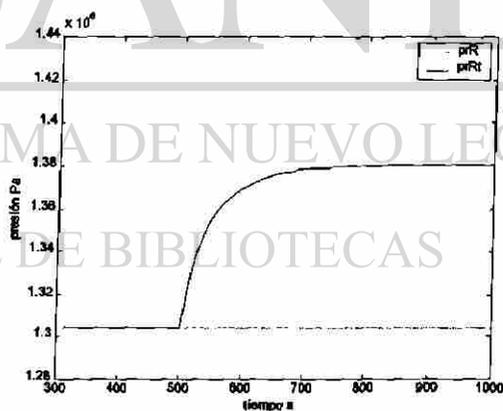
Temperatura del vapor supercalentado



Entalpía del vapor supercalentado



Presión del vapor recalentado



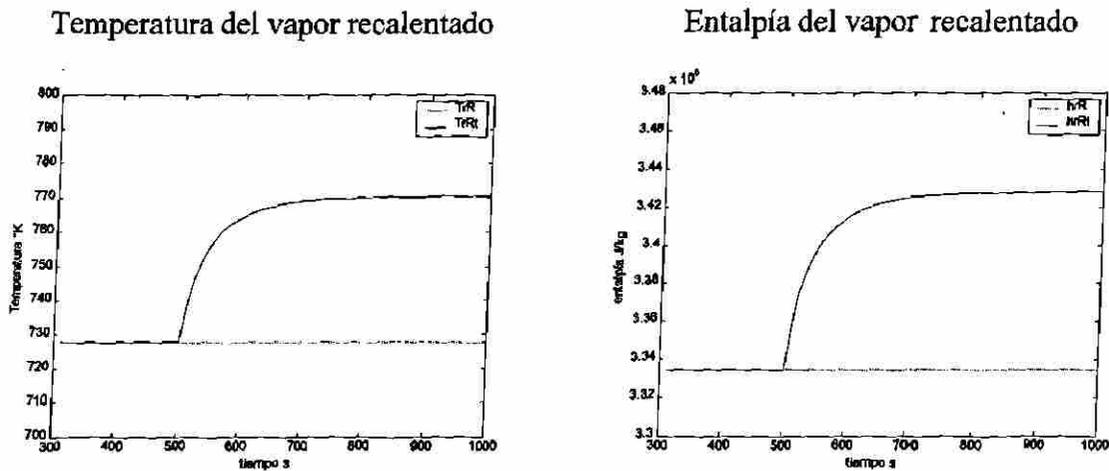


Fig. 5.2 Variables de salida de la caldera

Se debe de notar que todas las variables de salida se afectaran en mayor o menor grado, esto quiere decir que la matriz $[C(sI-A)^{-1}B + D]$ del sistema no es diagonal, ya que una entrada afecta a todas las salidas. Si se considera que la matriz $[C(sI-A)^{-1}B + D]$ es una matriz de sensibilidad del sistema, se puede decir que todas las salidas de la Figura 5.2 son sensibles a un incremento en el flujo másico de combustible.

Se puede observar que la presión de vapor supercalentado es la variable que es afectada en menor grado, esto se debe a que dicha variable es directamente proporcional a la temperatura del vapor supercalentado (la cual se incrementa debido a que se tienen que consumir más kg/s de combustible) y a la densidad del vapor. Al incrementar la temperatura del vapor éste se hará menos denso, es decir, tendrá menos masa en una misma unidad de volumen. Así, el efecto global sobre la presión es que ésta se mantiene casi constante, aún cuando sufre un pequeño incremento. La presión del vapor recalentado se afecta en grado mayor ya que al expandirse el vapor en la sección de alta presión se considera que no hay condensación, es decir, que la densidad se mantiene constante, pero como la temperatura se incrementa, entonces la presión se hace mayor a la salida del recalentador.

A simple vista no se puede establecer cual variable de salida se afecta más con el incremento en el combustible. Así, se tiene que buscar una forma de cuantificar el

incremento logrado sobre cada una de las variables, para lo cual se toma como base el incremento que sufre cada una de las variables, respecto al valor de estado estable.

$$\Delta y = y_p - y_{e.e.} \quad (5.6)$$

Δy Incremento en el valor de la variable.

y_p Valor para la variable perturbada.

$y_{e.e.}$ Valor de la variable en estado estable.

Se debe normalizar todas las variables para comparar sus magnitudes relativas. Así, se procede a normalizar las variables con respecto al valor de estado estable.

$$\Delta y_{p.u.} = \frac{\Delta y}{y_{e.e.}} \quad (5.7)$$

Se puede comparar las señales normalizadas para determinar la que se afecta más al perturbar una entrada específica, y se requiere de una medida para saber cuál de las variables es la que sufre un mayor cambio. Las respuestas obtenidas son sucesiones de puntos, que dependen del paso de integración utilizado para resolver las ecuaciones diferenciales del modelo. Para resolver este problema se usa un paso de integración fijo, por lo que los puntos solución están uniformemente espaciados. Con esto se puede tratar la señal en tiempo discreto y se sabe que la energía de una señal $y(n)$ se define por (5.8), [14].

$$E \equiv \sum_{n=-\infty}^{\infty} |y(n)|^2 \quad (5.8)$$

al definir un intervalo finito $-N \leq n \leq N$, entonces:

$$E \equiv \sum_{n=-N}^N |y(n)|^2 \quad (5.9)$$

Pero se está tratando con señales no periódicas, y se puede ver de (5.8) que la energía de la señal depende enteramente del número de puntos muestreados, lo cual significa que si se cambia el paso de integración se modificará la energía de la señal y se afectaran todas por igual. Para fines de medición de la variación de cada señal se puede considerar que las señales incrementales normalizadas que se obtuvieron, para el incremento de combustible, son periódicas y por lo tanto se calcula la potencia de cada señal en un periodo por (5.10).

$$P = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} |y(n)|^2 \quad (5.10)$$

N es el número de muestras de la señal, mismo para todas las señales y que depende del tiempo de simulación, ya que se usa un paso de integración fijo. Después de que se obtiene la potencia de cada señal incremental normalizada, se normaliza respecto a la máxima potencia obtenida de todas las señales. Así, para la caldera se obtiene que las potencias normalizadas de las señales incrementales están dadas en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Potencias Normalizadas, Señales Incrementales de la caldera

$P\Delta TrR_{p.u.}$	0.8777
$P\Delta TsS_{p.u.}$	1.0000
$P\Delta hrR_{p.u.}$	0.2023
$P\Delta hsS_{p.u.}$	0.2536
$P\Delta prR_{p.u.}$	0.8777
$P\Delta psS_{p.u.}$	0.0000

De los resultados de la Tabla 5.1 se tiene que la señal que más se afecta, respecto a los cambios de flujo másico de combustible, es la temperatura del vapor a la salida del supercalentador. Las otras variables también se ven afectadas y se observa que de manera significativa. Lo que cual significa que no se puede aplicar controladores de lazo independientes para cada una de las variables. Se tendría que instalar un controlador que tenga capacidad de manejar todas las entradas y todas las salidas.

En la investigación se implementará un controlador PI con señal de entrada el flujo másico del combustible y señal de salida la temperatura del vapor supercalentado, ya que es la variable que más se ve afectada. Para lo anterior se tiene el diagrama de bloques en el dominio s , Figura 5.3.

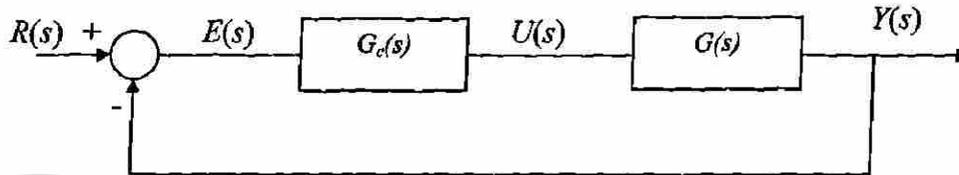


Fig. 5.3 Diagrama de bloques simplificado para la síntesis de controlador.

El bloque $G(s)$ representa de manera concentrada la dinámica entrada - salida de la planta ($wf - TsS$). Así, al emplear álgebra de bloques la función de transferencia de lazo cerrado está dada por (5.11).

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G(s)}{1 + G_c(s)G(s)} \quad (5.11)$$

Si de (5.11) se despeja la función de transferencia del controlador $G_c(s)$ se obtiene: ®

$$G_c(s) = \frac{1}{G(s)} \left[\frac{\frac{Y(s)}{R(s)}}{1 - \frac{Y(s)}{R(s)}} \right] \quad (5.12)$$

Por lo cual se obtiene la función de transferencia del controlador $G_c(s)$ a partir de la función de transferencia del proceso ($G(s)$). La respuesta de lazo cerrado $Y(s)/R(s)$. Si a partir de (5.12) se considera que se tiene un control perfecto, es decir que $Y(s) = R(s)$ o $Y(s)/R(s) = 1$, la función de transferencia resultante del controlador está dada (5.13).

$$G_c(s) = \frac{1}{G(s)} \left[\frac{1}{1-1} \right] \approx \frac{1}{G(s)} \left[\frac{1}{0} \right] \quad (5.13)$$

Lo que se obtiene es que para hacer la salida igual a la entrada, en todos los puntos, la ganancia del controlador tendría que ser infinita. Es decir que un control perfecto de lazo cerrado no se puede obtener, lo cual se debe a que la acción correctiva de lazo cerrado se basa en el error.

La variable de salida que interesa controlar es la temperatura del vapor a la salida del supercalentador. Si se quiere que la respuesta total de controlador con la planta en lazo cerrado sea similar a la salida de un sistema de primer orden con entrada escalón, sin tiempo muerto y con una constante de tiempo τ_c . Se especificara que la relación entrada – salida tenga la forma siguiente.

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{1}{\tau_c s + 1} \quad (5.14)$$

Al substituir (5.14) en (5.12) se obtiene:

$$G_c(s) = \frac{1}{G(s)} \left[\frac{\frac{1}{\tau_c s + 1}}{1 - \frac{1}{\tau_c s + 1}} \right] = \frac{1}{G(s)} \left[\frac{1}{\tau_c s + 1 - 1} \right] \quad (5.15)$$

$$G_c(s) = \frac{1}{G(s)} \left[\frac{1}{\tau_c s} \right] \quad (5.16)$$

Se puede ver de (5.16) que este controlador tiene un modo integral, el cual resulta de especificar una ganancia unitaria en la función de transferencia de lazo cerrado, (5.14). Esto garantiza la ausencia de "offset". Así, la relación que existe entre la temperatura a la salida

del supercalentador y la entrada de flujo másico de combustible se puede representar de una manera aproximada por:

$$G(s) = \frac{K}{\tau s + 1} \quad (5.17)$$

El parámetro K , y τ se pueden obtener a partir de la gráfica de la respuesta de $(TsS_p - TsS_{e.e}) = f(t)$. Donde el subíndice “ p ” indica que se trata de la variable perturbada para una entrada escalón, y el subíndice “ $e.e.$ ” indica que es la respuesta en estado estable.

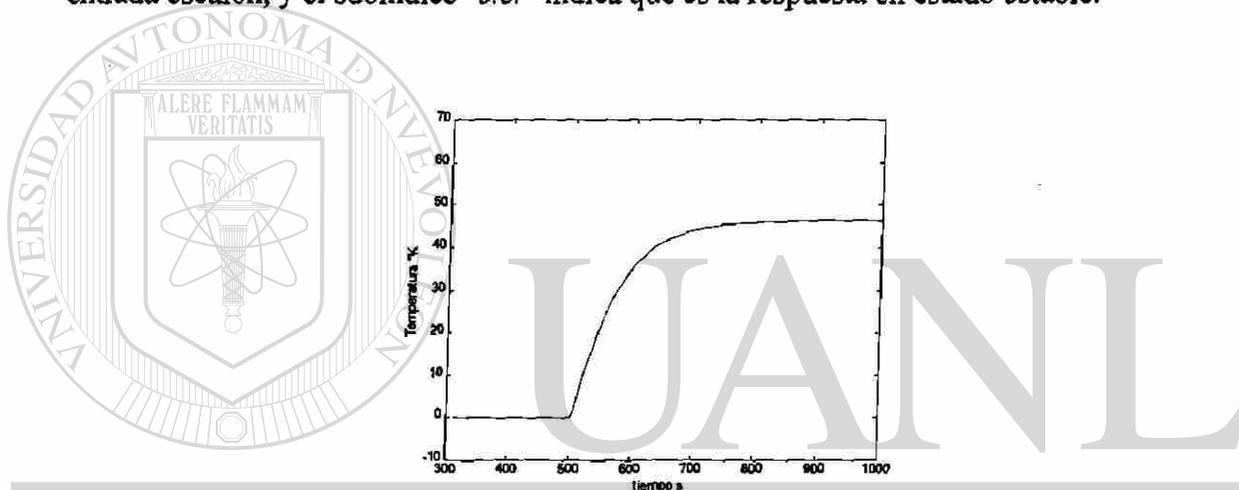


Fig. 5.4 Gráfico del incremento en la temperatura, para una entrada escalón en el flujo másico del combustible.

De la Figura 5.4 se puede notar que el valor final del incremento en la temperatura es de 46.3629 °K, y que en una constante de tiempo τ se debe de alcanzar aproximadamente el 63.2 % del valor final de incremento en la temperatura; esto ocurre aproximadamente a los 72 seg. Por lo tanto, se puede hacer una aproximación de la respuesta de la planta con la ecuación (5.18).

$$G(s) = \frac{46.3629}{72s + 1} \quad (5.18)$$

Con la gráfica de respuesta al escalón por medio de (5.18) y comparándola con la que se obtiene de la planta se tiene.

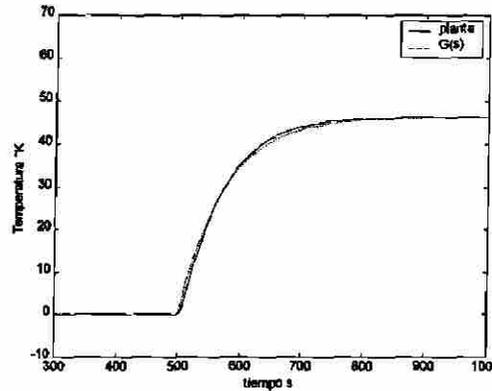


Fig. 5.5 Gráfico comparativo de respuesta en planta vs la respuesta de la función de transferencia equivalente.

De la Figura 5.5 se puede apreciar que es similar la respuesta que se obtiene con el modelo de la planta y el modelo de la ecuación dado por (5.18). Por lo tanto, se empleara los parámetros de (5.18) para sintonizar el controlador.

Si se substituye (5.17) en (5.16) se obtiene:

$$G_c(s) = \frac{\tau s + 1}{K} \frac{1}{\tau_c s} = \frac{\tau}{K\tau_c} \left(1 + \frac{1}{\tau s} \right) \quad (5.19)$$

De (5.19) se puede ver que el controlador de la planta es un control PI, en el cual los parámetros de ajuste son:

$$K_c = \frac{\tau}{K\tau_c} \quad (5.20)$$

$$\tau_I = \tau$$

Esto quiere decir que si se ordena (5.18), de manera que la función de transferencia del controlador este dada por la forma (5.21).

$$G_c(s) = P + \frac{I}{s} \quad (5.21)$$

Los valores de P e I están dados como:

$$P = \frac{\tau}{K\tau_c}$$

$$I = \frac{1}{K\tau_c} \quad (5.22)$$

Donde τ_c es la constante de tiempo que debe de presentarse en la relación salida – entrada de lazo cerrado (5.15).

Una vez que ha sido sintonizado el controlador se lo aplicamos al bloque que representa la dinámica de la caldera y obtenemos:

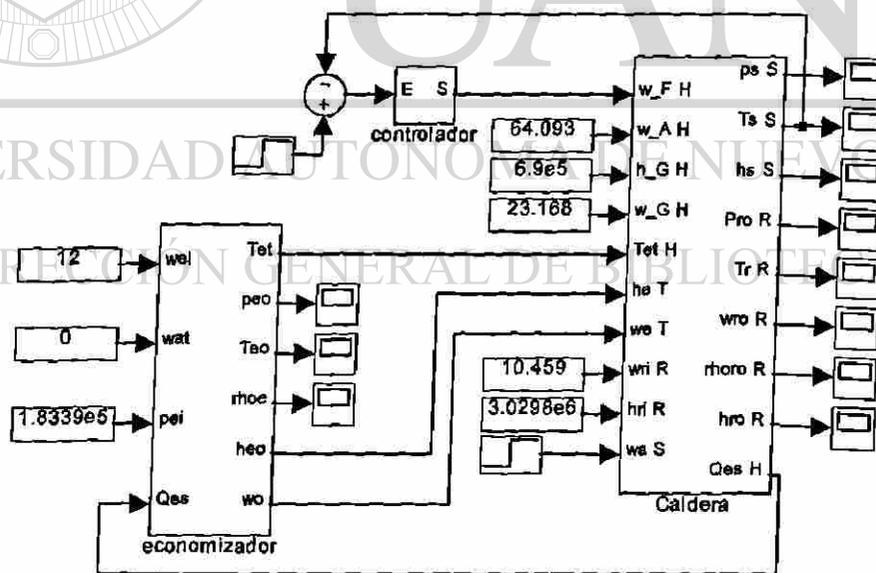


Fig. 5.6 Subsistema Caldera con controlador.

El bloque controlador se implementó en SIMULINK y tiene la opción de ajustar los parámetros para que sea PID o al cambiar algunos de los parámetros se logra convertirlo en PI, haciendo cero la ganancia derivativa., Figura 5.7.

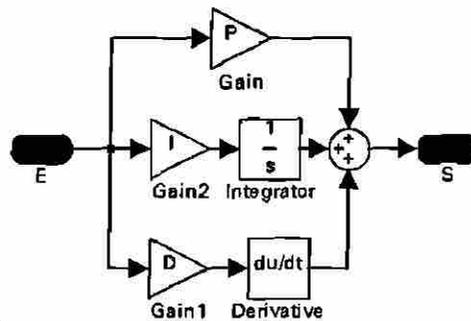
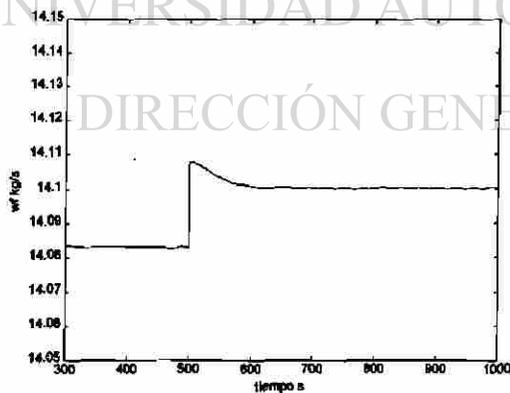


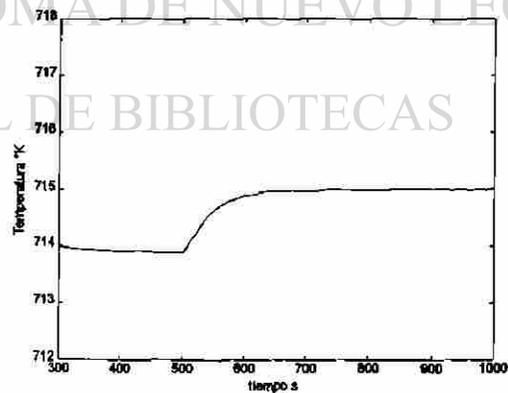
Fig. 5.7 Componentes del subsistema “controlador”.

Se puede probar el controlador haciendo un aumento en la señal de referencia del vapor a la salida del supercalentador, pasando de 713.87 °K a 715 °K a los 500 segundos de la simulación y se obtienen los siguientes resultados:

Flujo másico del combustible
(salida del controlador)



Temperatura a la salida del supercalentador.



Señal de error hacia el controlador

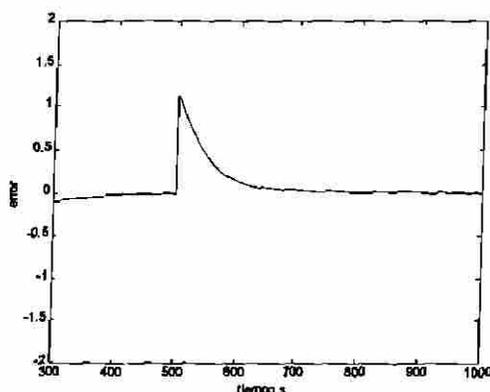


Fig. 5.8 Variables que afectan al controlador $wf-TsS$ para un cambio en la referencia.

Como se puede ver para este caso cuando se cambia la señal de referencia de la temperatura del vapor a la salida del supercalentador, y como se desprecia el efecto de las válvulas y actuadores para regular el flujo másico de combustible, se incrementa de manera instantánea el flujo másico de combustible hacia la caldera, y siguiendo su dinámica propia se eleva la temperatura hasta la nueva referencia. En cuanto se presenta el cambio de referencia en la temperatura se presenta un error mayor, y conforme la temperatura se va aumentando el error se va disminuyendo hasta que tiende a cero nuevamente.

Al introducir el controlador en el sistema, se debe respetar las condiciones iniciales que este requiere, ya que de no ser así éste arrancaría desde cero y se presentarían singularidades en la solución de subsistema caldera. Otro punto que se debe notar es que al introducir el controlador se hace que cambie la dinámica del sistema completo, ya que este no puede “variar” libremente; por esta razón se tarda un poco más en llegar al estado estable de la planta, porque también está trabajando en condiciones transitorias. Por esta razón es que a los 300 segundos de simulación la planta aun no llega a su estado estable completamente.

Para el control de la caldera se asume que en el controlador están las válvulas que regulan el flujo másico de combustible hacia la cámara de combustión de la caldera, y su

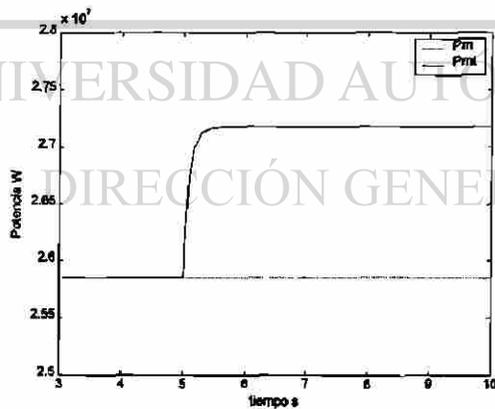
dinámica se desprecia ya que ésta resulta ser muy rápida comparándola con la dinámica global de la caldera.

5.5 Control del bloque de generación con turbina de gas (GTG)

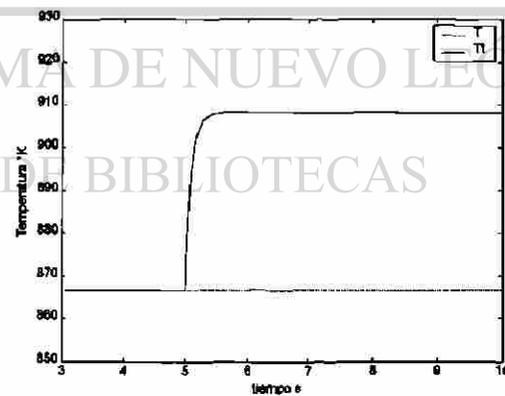
Al igual que para la caldera, para obtener un controlador para el bloque de generación con turbina de gas se hace necesario el saber que variable será la que se afecta más para un incremento en la señal de demanda de combustible ya que es la entrada que interesa.

Si se simula un incremento en la señal de demanda del combustible de un 5%, es decir, que de estar en 1 p.u. pasemos a 1.05 p.u. Utilizando los parámetros de los componentes de la Tabla 2.1 y de la Tabla 2.2 se obtienen los siguientes resultados:

Potencia mecánica de la turbina



Temperatura de los gases a la salida



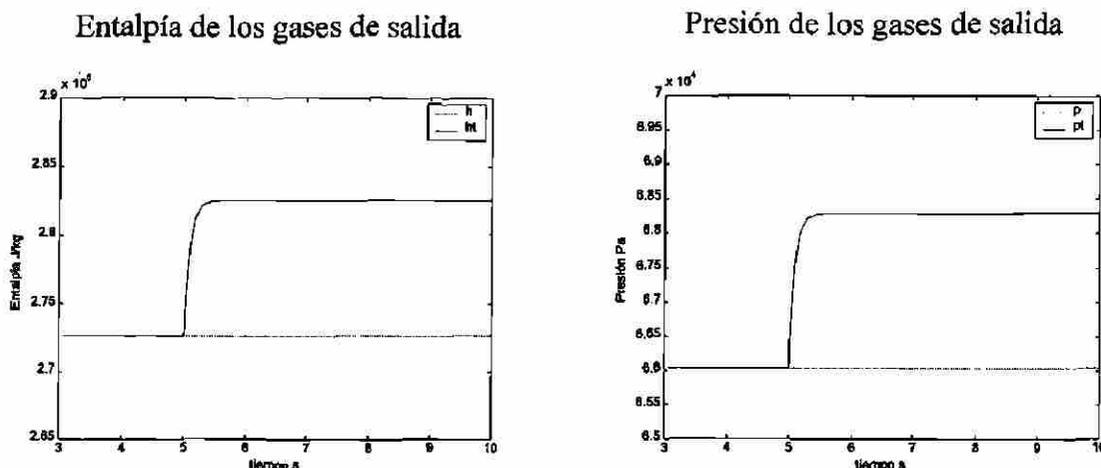


Fig. 5.9 Variables de salida del bloque GTG, un incremento del 5% en la señal de demanda del combustible.

En la Figura 5.9 se muestran las variables de salida del bloque GTG. Las variables que se representan por una línea punteada son las variables en estado estable, y las variables de línea continua son las que se obtienen para el incremento indicado, aplicado a los 5 segundos de la simulación.

En estas simulaciones, al igual que la simulación que se hizo para la caldera se usó un paso de integración fijo, lo que hace cada uno de los puntos que se obtienen las variables de salida están uniformemente espaciados. Si se normaliza el incremento de cada una de estas señales, con respecto a su valor de estado estable, y además se vuelve a considerar como periódicas a cada unas de las señales, con (5.10) se calcula la potencia de cada una de las señales, y después normalizamos con respecto a la más grande se obtiene los valores dados en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2 Potencias Normalizadas, Señales Incrementales del bloque GTG

$$\begin{bmatrix} P\Delta P_{p.u.} \\ P\Delta T_{p.u.} \\ P\Delta h_{p.u.} \\ P\Delta p_{p.u.} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.0000 \\ 0.8817 \\ 0.5050 \\ 0.4491 \end{bmatrix}$$

Se puede ver que para este caso la variable que más se afecta con respecto a la señal de demanda de combustible es la potencia mecánica de la turbina y que además el resto de las variables están fuertemente acopladas para una variación en la señal de demanda de combustible. Entonces se tendrá que implementar y sintonizar un controlador que tenga como señal de referencia la potencia mecánica de la turbina.

Se puede ver en la Figura 5.9 que las respuestas de estas variables también son similares a la salida de un sistema de primer orden sin tiempo muerto y una cierta constante de tiempo τ . Así, en base a la respuesta del incremento en la potencia mecánica ($Pm_p - Pm_{e.e.}$) se puede ajustar a un sistema de primer orden, de la forma (5.17), donde el valor final del incremento en la potencia mecánica es 1.3189×10^6 W y con una constante de tiempo de 0.1012 segundos.

$$G(s) = \frac{1.3189 \times 10^6}{0.1012s + 1} \quad (5.23)$$

Comparando el resultado de la planta con el del sistema de primer orden se obtiene una respuesta como en la Figura 5.10. En la figura se puede apreciar una aproximación bastante buena. Así, con base a (5.23) se puede ajustar los parámetros del controlador si se aplican las ecuaciones (5.22).

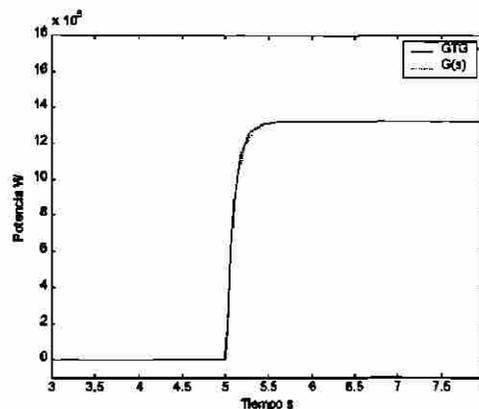


Fig. 5.10 Gráfico comparativo de respuesta de la planta vs el sistema de primer orden.

Una vez sintonizado el controlador, se aplica al bloque GTG y se obtiene el diagrama de bloques de la Figura 5.11.

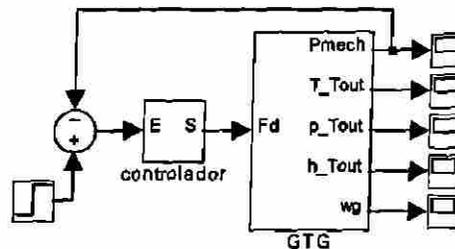
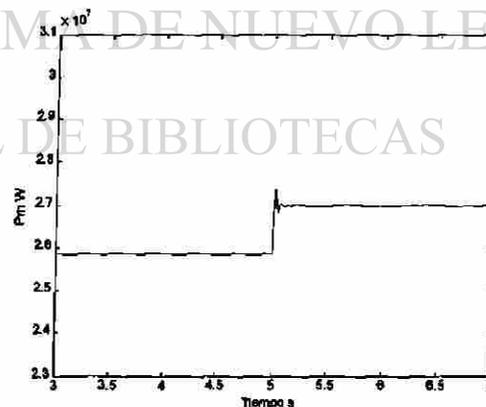
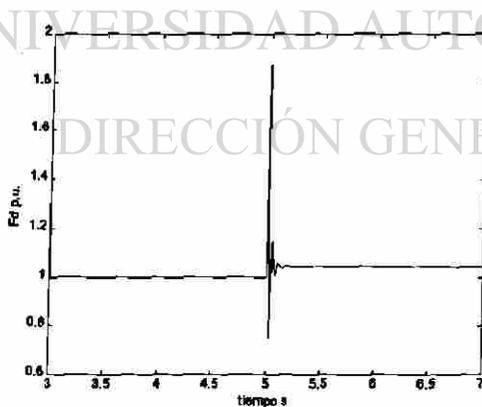


Fig. 5.11 Bloque GTG con controlador.

Se puede probar el controlador simulando un cambio de carga y esto se logra con un cambio en la referencia de la potencia mecánica, a los 5 segundos de iniciada la simulación. El cambio es de 2.5851×10^7 W a 2.7×10^7 W.

Señal de demanda de combustible

Potencia mecánica a la salida del bloque GTG



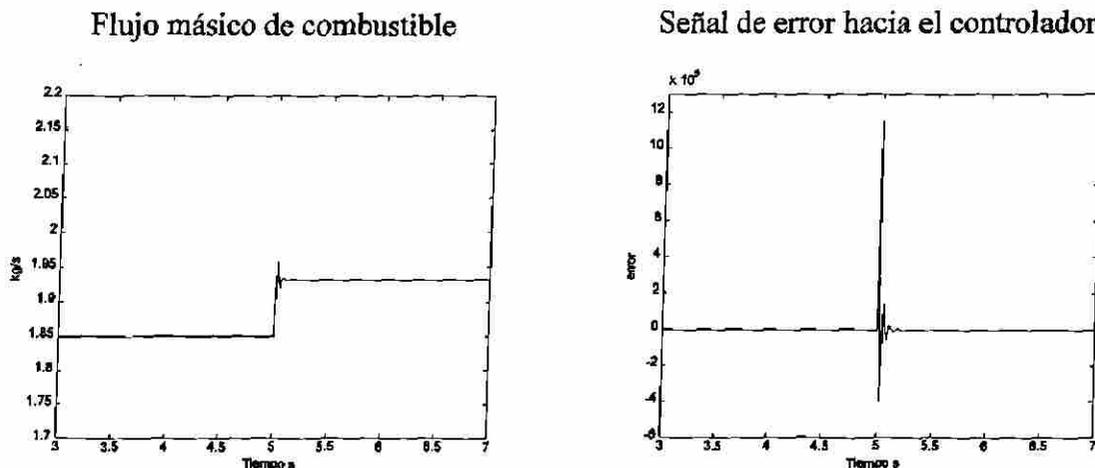


Fig. 5.12 Señales que afectan al controlador para un incremento en carga de una planta de generación con turbina de gas.

En la Figura 5.12 se puede observar que cuando se cambia la referencia de la potencia mecánica, se genera un error, pero al trabajar en MW este error es del mismo orden. El error provoca que se genere un cambio en la señal de demanda de combustible y en esta planta no se desprecia la válvula, ni el actuador del sistema de combustible. En las plantas de generación con turbina de gas se tiene una dinámica muy rápida, y es conveniente observar la manera en que se afecta el flujo másico de combustible que va hacia la cámara de combustión, debido a la señal de demanda de combustible. Se puede analizar el comportamiento dinámico de la señal del flujo másico del combustible, el cual es similar a la de la potencia mecánica, y se debe a que para el modelo de la planta de generación con turbina de gas se consideraron ecuaciones de estado estable, ya que la dinámica es mucho más rápida, si se compara con la respuesta de las plantas de generación con turbina de vapor.

Es importante notar que la potencia mecánica de salida no tiene una respuesta de un sistema de primer orden; sin embargo se llega a un nuevo valor de estado estable. Esto se debe a que para sintonizar el controlador se consideró que la respuesta era similar a la de un sistema de primer orden, pero esto se decidió al observar la relación entrada salida de la planta. El procedimiento descrito es una manera en la que se propone y se trata de validar modelos, pero no se debe perder de vista que no siempre se representa adecuadamente la

dinámica o que no es válido para todo tipo de perturbaciones. Por las razones expuestas la potencia mecánica de la turbina de vapor tiene una respuesta oscilatoria, pero el controlador trabaja para que se llegue al valor de la nueva referencia de potencia. Otro parámetro que afectará considerablemente la respuesta del sistema con controlador, al cambiar la referencia, es la constante de tiempo τ_c , que es la constante de tiempo específica en la relación $Y(s)/R(s)$.

5.6 Control del condensador

El condensador es una parte importante en las plantas de generación con turbina de vapor. En el condensador la variable que interesará controlar es la temperatura del agua que actúa como refrigerante, y esta temperatura se controla variando el flujo másico del agua que entra al condensador. El agua es el elemento que está intercambiando calor con el vapor que se desea condensar, y por lo tanto, es una manera indirecta de controlar la temperatura del condensado. Al variar la temperatura del líquido refrigerante se controla la temperatura de las tuberías del condensador y por tanto la del condensado.

Para lograr un mejor control se requiere saber en que sección del condensador se afecta más la temperatura del líquido refrigerante, y esto se podrá saber haciendo un cambio tipo escalón en el flujo másico de entrada al condensador. A los valores obtenidos en la prueba se les resta los valores de estado estable, usando los parámetros de la Tabla 3.2, y se normalizan respecto al mismo valor de estado estable. Una vez terminado el procedimiento, como se efectuó una simulación con un paso de integración fijo y los puntos están equidistantes, se puede considerar que las señales son periódicas y se calcula su potencia en un periodo con (5.10), y se normaliza con respecto a la mayor de las potencias obtenidas.

Tabla 5.3 Potencias Normalizadas, Señales Incrementales el condensador

$$\begin{bmatrix} P\Delta T1_{p.u.} \\ P\Delta T2_{p.u.} \\ P\Delta T3_{p.u.} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.1287 \\ 0.4784 \\ 1.0000 \end{bmatrix}$$

De la Tabla 5.3 se puede ver que la temperatura que más se afecta es la de la tercera sección del condensador, lo cual también se puede apreciar en la gráfica de temperaturas, tanto en estado estable como los valores perturbados de la Figura 5.13.

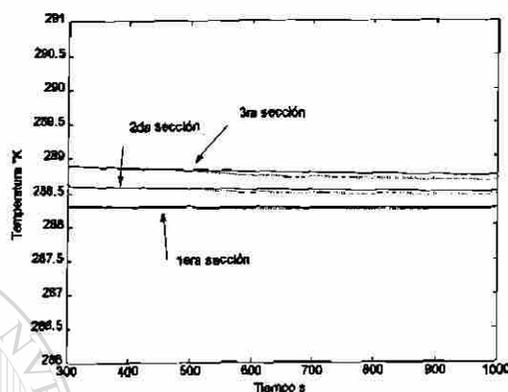


Fig. 5.13 Temperaturas de las distintas secciones.

En la Figura 5.13 las variables punteadas son los valores perturbados y las de línea continua son valores de estado estable. Entonces se tiene que la temperatura de la tercer sección es la que más se afecta por un cambio en el flujo másico del líquido refrigerante y tiene una respuesta similar a la de un sistema de primer orden, ante una entrada escalón. También se puede proponer un modelo equivalente de una entrada una salida para sintonizar el controlador. La constante de tiempo y la ganancia del sistema se pueden obtener de la gráfica del error de la temperatura, para la tercer sección, Figura 5.14.

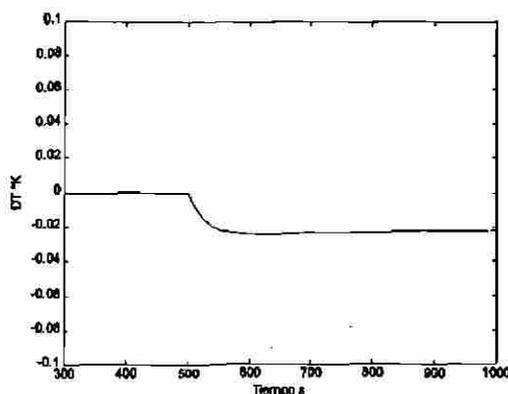


Fig. 5.14 Incremento en la temperatura de la tercer sección.

De la gráfica se puede apreciar que el sistema de primer orden equivalente está dado por (5.24).

$$G(s) = \frac{-0.024}{24s + 1} \quad (5.24)$$

Comparando la respuesta de la planta con la del sistema de (5.24) se obtiene la respuesta de la Figura 5.15.

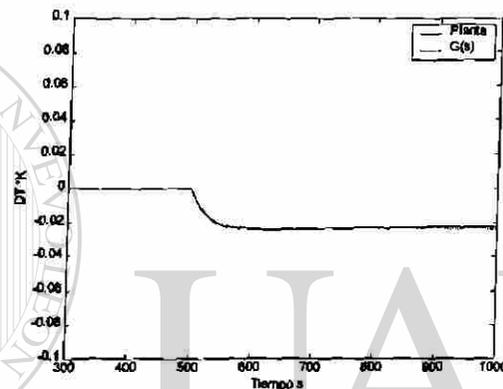


Fig. 5.15 Gráfico comparativo de la planta vs el sistema de primer orden.

Con estos parámetros y empleando (5.22) se puede sintonizar el controlador y conectarlo al bloque “condensador” de manera de obtener la Figura 5.16.:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

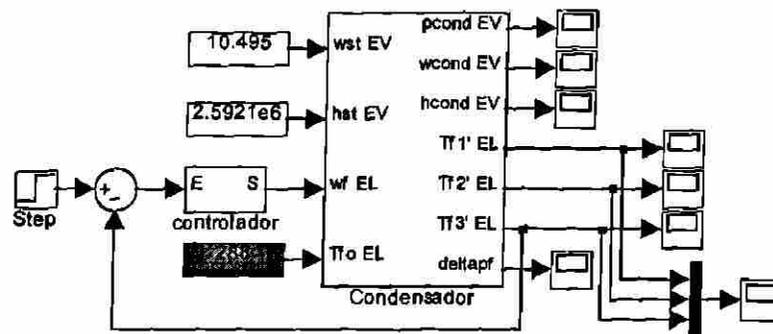
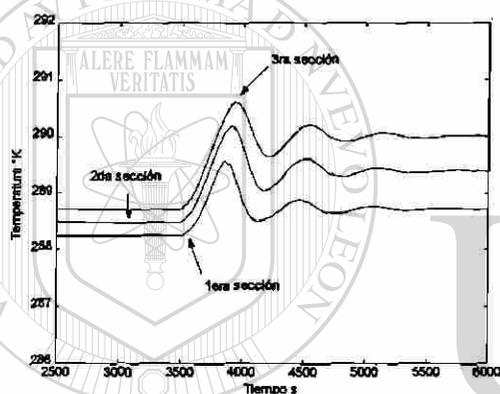


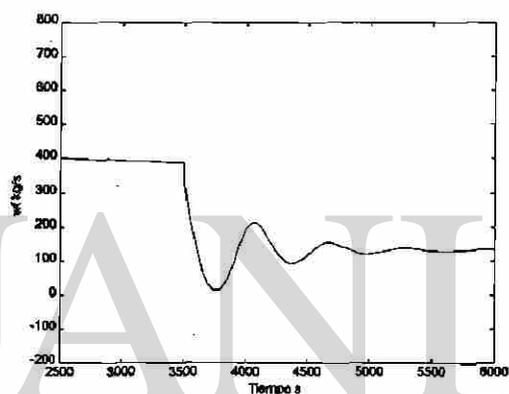
Fig. 5.16 Bloque condensador con controlador para flujo másico de líquido refrigerante.

En la Figura 3.33 se puede ver que, debido a las condiciones iniciales, algunas de las variables del condensador les toma cierto tiempo para llegar a su valor de estado estable. Sin embargo el controlador inicia su operación desde el primer instante. Esto introduce su propia dinámica al condensador, haciendo que el tiempo en el cual llega a su estado estable sea mucho mayor. Se espera que se llegue al estado estable nuevamente, pero esta vez introduciendo al controlador en la dinámica, y después de cierto tiempo hacemos un cambio en la referencia de la temperatura de la tercer sección de 288.72 °K a 290 °K, se obtiene.

Temperatura de las distintas secciones



Flujo másico del líquido refrigerante



Error que alimenta al controlador

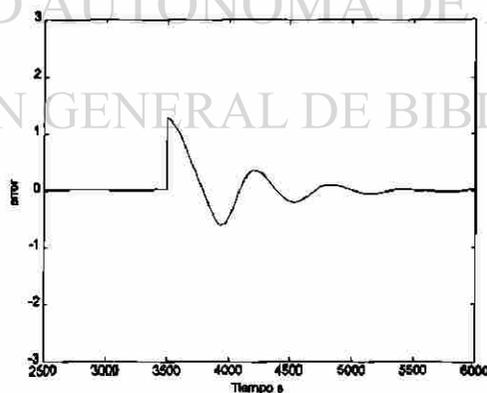


Fig. 5.17 Variables del controlador del condensador.

En la Figura 5.17 se puede apreciar que como el cambio de referencia fue aumentar la temperatura de salida del líquido refrigerante en la tercer sección, consecuentemente se tiene

que disminuir el flujo másico del líquido refrigerante que circula por el condensador. En cuanto se aplica el cambio en la referencia de temperatura, el controlador percibe el error y lo mitiga disminuyendo el flujo másico del combustible hasta que el error vuelva a cero nuevamente.

Al igual que en la caldera, en el controlador del condensador se supone que están las válvulas que regulan el flujo másico del líquido refrigerante hacia el condensador. Su dinámica también se desprecia ya que la dinámica del condensador es mucho más lenta que la de los actuadores y la válvula.

5.7 Control de la turbina de vapor

El control de las turbinas de vapor es el encargado de regular el flujo másico de vapor que entra a la turbina de vapor, por medio de la acción de una válvula. Al igual que para los bloques descritos con anterioridad se requiere saber cuales de las variables de salida de la turbina se afectan más debido a un cambio en el flujo másico a la salida del supercalentador.

Para obtener los valores de estado estable y al perturbar con una señal escalón del 5% en el flujo másico del vapor supercalentado, se emplean los parámetros de la Tabla 3.3, Figura 5.18. Posteriormente se calcula la potencia de cada señal siguiendo el procedimiento de la Sección 5.4 y los resultados que se obtienen son:

Tabla 5.4 Potencias Normalizadas, Señales Incrementales de la turbina de vapor.

$$\begin{bmatrix} P\Delta Pm_{p.u.} \\ P\Delta pap_{p.u.} \\ P\Delta ppi_{p.u.} \\ P\Delta pbp_{p.u.} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.0038 \\ 1.0000 \\ 0.0104 \\ 0.0045 \end{bmatrix}$$

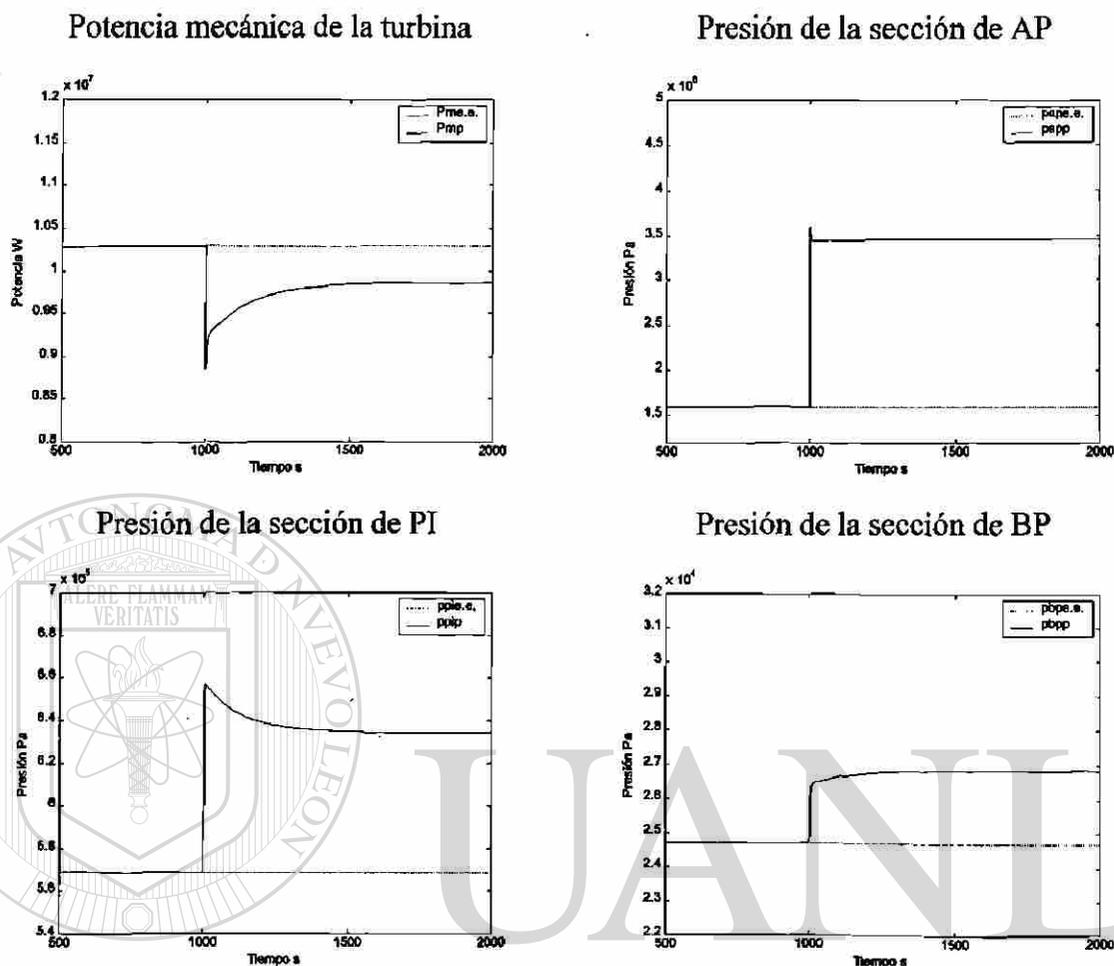


Fig. 5.18 Variables de salida de la turbina de vapor.

La variable que se afecta significativamente para un incremento en el flujo másico de vapor, es la presión del vapor en la sección de alta presión de la turbina. Se tendrá que ajustar el controlador con un sistema equivalente que represente la dinámica de la presión. Viendo más de cerca la dinámica del incremento en la presión Figura 5.19, de la sección de alta presión de la turbina se puede apreciar que tiene un comportamiento del tipo:

$$G(s) = \frac{as + b}{cs + d} \quad (5.25)$$

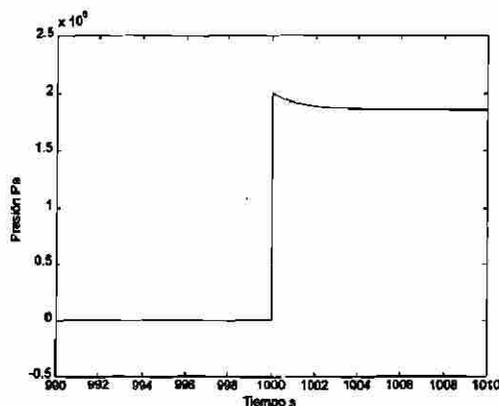


Fig. 5.19 Incremento en presión de la sección de AP, incremento en el flujo másico de vapor del 5%.

La ecuación (5.25) se obtiene al considerar que la respuesta del incremento en la presión de la sección de AP no es más que una ganancia proporcional menos un sistema de primer orden y después de reducir los bloques se obtiene (5.26). Con un ajuste a los parámetros de la ganancia proporcional y del sistema de primer orden. Después se hace la reducción de bloques y se obtiene:

$$G(s) = \frac{2.1452 \times 10^6 s + 1.8583 \times 10^6}{1.0692s + 1} \quad (5.26)$$

Comparando la gráfica de la Figura 5.19 con la respuesta al escalón de (5.26) se obtiene.

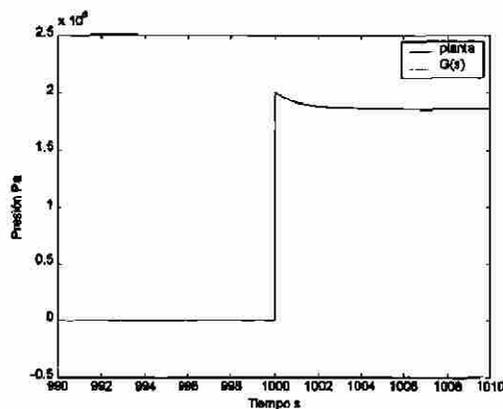


Fig. 5.20 Gráfico comparativo de la planta vs el modelo equivalente.

Si se especifica una la relación entrada/salida, como en (5.15), entonces se tendrá que sustituir (5.26) en (5.16), de manera que el controlador tiene la forma siguiente.

$$G_c = \frac{cs + d}{as + b} \left(\frac{1}{\tau_c s} \right) \quad (5.27)$$

Al interconectar el sistema turbina de vapor con el recalentador del RCGV, una válvula para que el controlador regule el flujo másico del vapor y el controlador se obtiene el siguiente esquema.

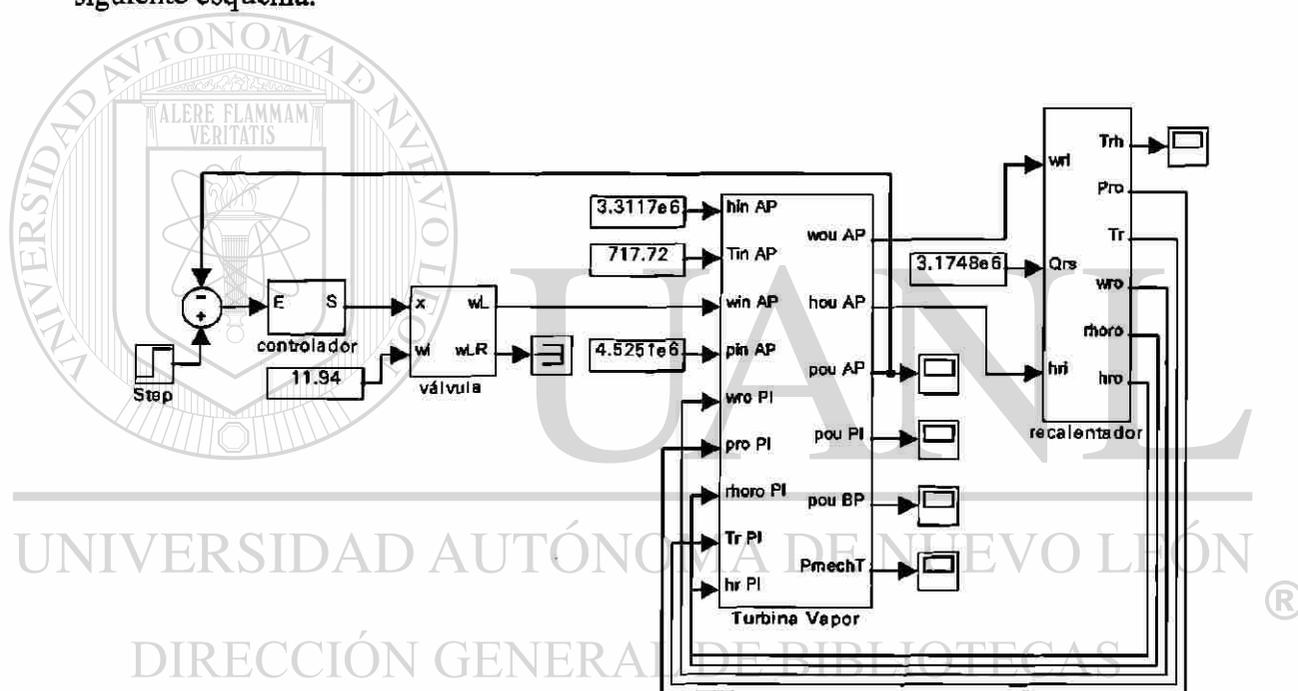
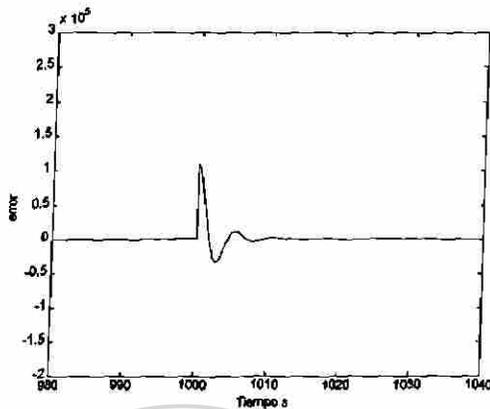


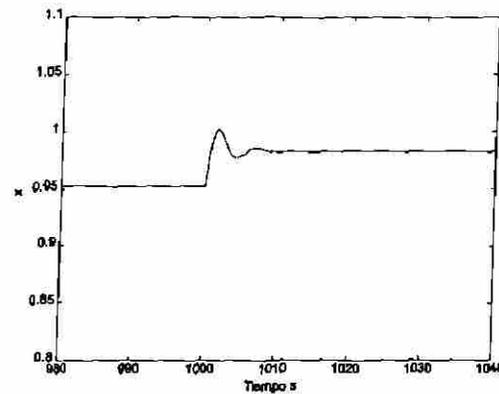
Fig. 5.21 Esquema de la turbina de vapor con tres secciones, el recalentador y el controlador.

Al igual que para los otros casos se puede simular un cambio en la referencia de la presión de salida del vapor, en la sección de alta presión de la turbina, de 1.5904×10^6 Pa a 1.7×10^6 Pa y se obtienen los siguientes resultados.

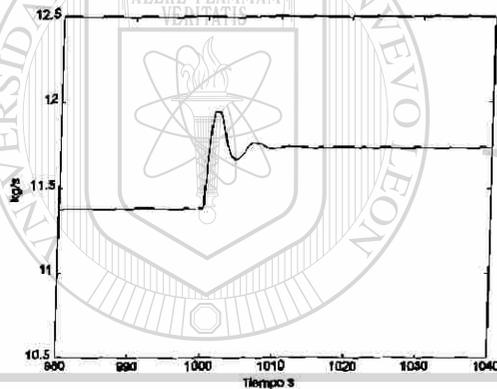
Señal de error hacia el controlador



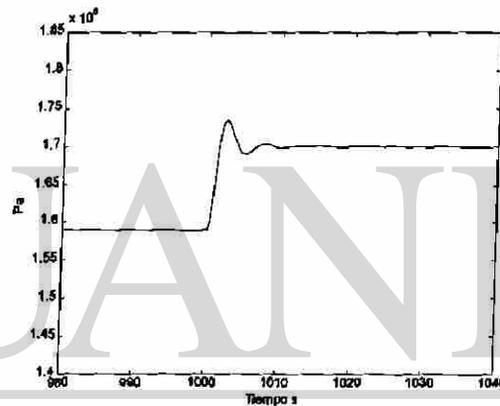
Posición de la válvula



Flujo másico de vapor



Presión de vapor en la sección de AP



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
 Fig. 5.22 Variables que afectan al controlador de la turbina de vapor para un cambio en la referencia de presión en la sección AP. ®
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En la Figura 5.22 se ve que cuando se hace un cambio en la referencia de presión en la sección de alta presión de la turbina (1000 s) de vapor se genera un error, el cual provoca que se generen cambios para la apertura o cierre de la válvula que regula el flujo másico que entra a la sección de AP de la turbina. El rango en el cual se le puede abrir o cerrar la válvula es de [0:1], y en el gráfico de la posición de la válvula “x” se puede apreciar que el controlador manda una señal mayor de la unidad;. Así, el flujo másico del vapor llega a su valor máximo en ese momento, pero está acotado por lo que puede suministrar el supercalentador. Esto motiva el que se presente ese “corte” en el flujo másico, en ese intervalo de tiempo. Después finalmente se llega a la nueva referencia de presión, y por tanto a un nuevo punto operativo.

5.8 Conclusiones del capítulo

En este capítulo se generaron algunos controladores SISO de lazo para algunos de los bloques desarrollados en los capítulos anteriores. Se puede apreciar que si se desea tener un control global sobre dichos bloques no es una tarea sencilla, ya que se tendrían que aplicar controladores MIMO; sin embargo, para el presente trabajo se desarrollaron algunos esquemas simples para sintonizar controladores del tipo PID, y su desempeño fue adecuado.

Sigue presente la necesidad de investigar y desarrollar técnicas para controlar componentes de plantas de generación tanto de manera individual como de manera global y que la interacción de dichos controladores tenga un comportamiento adecuado. A pesar de lo simple que son los controladores PID de lazo se debe de enfatizar que es el control clásico aplicado en las plantas de generación actuales, de aquí la necesidad de investigar e implementar nuevas técnicas.

Para la sintonización de los controladores desarrollados en éste capítulo, fue obteniendo un modelo equivalente en el dominio de la frecuencia de la planta ($G(s)$), y con los parámetros de ésta función de transferencia sintonizamos nuestro controlador. Pero la respuesta de esta función de transferencia no es exactamente igual a la respuesta del modelo dinámico desarrollado en los capítulos anteriores; por esta razón, el desempeño del controlador y del bloque desarrollado en SIMULINK no es en todos los casos igual a la relación $R(s)/Y(s)$. Sin embargo, ésta técnica y obtener una función de transferencia equivalente de la planta ($G(s)$), es la técnica clásica para el modelado dinámico de algunos sistemas reales, y es ampliamente usada [16].

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Introducción

En las plantas térmicas convencionales solamente un tercio de la energía que se genera de la combustión del carbón o del petróleo se convierte en energía eléctrica [2], el resto de la energía se desecha en el agua o vapor hacia la atmósfera o hacia los ríos; esto habla de que en la utilización de la energía existe una baja eficiencia. Lo anterior provoca que se busquen e implementen nuevos diseños o incluso que se modifiquen los esquemas existentes para tener un uso más eficiente de la energía. Los nuevos esquemas pueden tener como objetivo principal el incrementar la eficiencia de la planta y/o también tener el objetivo de utilizar la energía manejada por las plantas en otras formas, como por ejemplo en forma de vapor o de agua caliente. Estas son formas de incrementar la utilización de la energía.

El objetivo principal de las plantas de cogeneración es aprovechar el calor que se genera en el proceso, de otra forma el calor sería desperdiciado. Por esta razón el objetivo principal del diseñador de plantas de cogeneración es distinto al que tienen los diseñadores de plantas convencionales. Además del diseño de las plantas para obtener una mayor eficiencia se deben tener modelos dinámicos que representen de manera adecuada el comportamiento de este tipo de plantas conectadas a la red eléctrica e interactuando con plantas convencionales.

Existen diversos esquemas de plantas de cogeneración [2]. La mayoría de los esquemas se aplican para plantas de ciclo combinado, pero las características de respuesta de las plantas de ciclo combinado y de algunas de cogeneración, es distinta a la de las plantas con una caldera convencional. Además este tipo de plantas se ha estado instalando en mayor número, tal y como se muestra en la Tabla 6.1, [21].

Tabla 6.1 Generación Total, ERCOT.

Tipo de planta	1995		2000		2005 (proyectada)	
	MW	%	MW	%	MW	%
Nuclear	4800	8.9	4800	7.3	4800	6.6
Hidroeléctrica	436	0.8	470	0.7	470	0.7
T. Vapor (carbón)	14259	26.4	15450	23.6	15950	21.9
T. Vapor (gas)	29082	53.9	30720	46.9	31331	43.1
Turbina de gas	3036	5.6	3938	6.0	3512	4.8
Ciclo combinado	1974	3.7	9671	14.8	15965	22.0
Otras	333	0.6	498	0.7	671	0.9

Como puede verse en la Tabla 6.1 la tendencia a utilizar plantas de ciclo combinado se hace cada vez mayor, debido a que éstas tienen una mayor eficiencia comparada con las plantas convencionales. Esto se adiciona al hecho de que cada vez son más y mayores los bloques o áreas eléctricas que contienen este tipo de plantas. Las consecuencias son que estas plantas tienen un mayor efecto en la respuesta dinámica del sistema de potencia, en el perfil de voltaje y en la frecuencia para las perturbaciones que se presentan. Lo anterior apunta a que se requieren modelos más completos y que se debe representar de una manera más adecuada la dinámica de este tipo de plantas en los estudios de la red eléctrica, ya que se ha reportado en estudios "post-mortem" sobre incidentes que las plantas de este tipo no respondieron como se pronosticó en simulaciones previas [16].

Es de notarse que el modelado dinámico de este tipo de plantas tiene un nivel de complejidad mucho mayor que el de los modelos que han sido ampliamente usados para estudios dinámicos en sistemas de potencia. La falta de modelos provoca que se limite nuestro entendimiento durante el desempeño dinámico del sistema. Cuando se cuenta con un modelo que se considera adecuado para estas plantas, se puede establecer límites de operación seguros, se pueden diseñar medidas apropiadas de control, así como esquemas de protección para mejorar la respuesta ante disturbios.

6.2 Resumen del trabajo

En el presente trabajo se desarrollaron modelos dinámicos de distintos componentes de plantas de generación, en los cuales se tuvo que investigar y modelar la representación de algunas dinámicas y características físicas de los componentes específicos, pero, ¿cómo seleccionar o definir cual es el modelo más adecuado?

Para decidir cual es el modelo más adecuado, se tiene que seleccionar aquel modelo que presente el menor número de parámetros, pero que describa fielmente el tipo de fenómenos o efectos que se desea estudiar. Debe ser un modelo sencillo que permita determinar los parámetros a partir de la información disponible. Si se selecciona un modelo complejo de la planta o de sus componentes, pero no se puede tener acceso a los parámetros requeridos, entonces no se podrá lograr una simulación adecuada. Es decir, existe una relación directa entre el número de parámetros que requiere el modelo y la complejidad de este; tal como se muestra en la Figura 6.1.



Fig. 6.1 Esquema de complejidad del modelo respecto al número de parámetros requerido.

Los parámetros de los modelos propuestos deben de ser susceptibles de medición directa o indirecta, de lo contrario se complicará lograr la validación del modelo propuesto. Esta no es una tarea sencilla, ya que para poder medir algunos parámetros se requiere equipo especial, solicitar libranza para el equipo y tener personal altamente entrenado para poder efectuar las mediciones. Por estas razones, aun cuando se seleccione un modelo con pocos parámetros resulta difícil lograr validar los modelos.

Para validar un modelo, se requiere tener acceso al equipo que se va a modelar y realizar pruebas sobre él; pero el llevar a cabo pruebas en el equipo genera pérdidas debido al paro en la producción. Además, no es sencillo lograr la autorización para llevar a cabo pruebas en equipos de esa naturaleza y validar algún modelo.

Pero se puede desarrollar un modelo “preciso”, siempre y cuando el modelo tenga la estructura apropiada y que represente los fenómenos físicos pertinentes, propios del sistema que se va a modelar. Para el caso de esta investigación, los modelos que se implementaron se hicieron respetando las relaciones básicas del balance de energía, el balance de masa, el balance volumétrico, etc. Sin embargo es importante considerar que se debe tener los parámetros adecuados del sistema a fin de comparar contra un estado operativo de equilibrio, así como respuestas ante perturbaciones típicas. Las comparaciones se pueden hacer contra otros modelos, o contra la respuesta observada en el sistema, en caso de que se cuenten con datos o con la facilidad de poder llevar a cabo pruebas controladas. Pero el obtener valores de parámetros no se debe de ver como una limitación sino, en opinión del autor, como un área de oportunidad para desarrollar procedimientos de medición e identificación de parámetros.

Sin embargo, no siempre es posible que el modelo desarrollado tenga una respuesta fiel a la que presenta el sistema eléctrico que se está modelando, por esta razón el analista se debe de concentrar en las respuestas relevantes del sistema, y en los requerimientos que se espera satisfacer al efectuar las simulaciones. Esto significa que a medida que se desarrolla el modelo, quizá se requerirá incluir otros efectos, que puedan ser determinantes en los estudios a efectuar. No se debe olvidar que mientras más complejo sea el modelo que se desarrolla, más difícil es el poder validarlo. Además puede ser que no represente con precisión las dinámicas relevantes o las características físicas de interés del sistema; es decir, que la complejidad del modelo no es directamente proporcional a la precisión de éste. Incluso puede darse el caso de que sólo se complique la manipulación del modelo para efectuar simulaciones.

En resumen, se puede tener modelos fieles siempre y cuando se respeten los procesos físicos dominantes de cada uno de los elementos que forman la planta. Los modelos deben de tener parámetros fáciles de medir y de preferencia con el menor número de ellos, para que no se complique indebidamente el conseguirlos.

Después de contar con los modelos de los componentes de plantas, se interconectan para que sus dinámicas interactúen. El resultado que se obtiene debe de reproducir con cierta fidelidad el comportamiento real de la planta eléctrica, y poder prever posibles problemas o el comportamiento de la planta ante contingencias. De esta manera se podrán ajustar esquemas de protección y de control, tanto internos como externos a la planta, para que el daño que se presente sea nulo o el menor posible en todos los casos.

6.3 Aportaciones del trabajo

En este trabajo se desarrollo una caja de herramientas o "*toolbox*", el cual consiste de varios bloques para formar varios esquemas de plantas de generación y de cogeneración. Cada uno de los bloques se diseñó respetando las relaciones físicas pertinentes, y en algunos bloques se hicieron consideraciones razonables con el fin de simplificar el modelo. Estas simplificaciones se hicieron tomando en cuenta que no se afectara significativamente la dinámica o el resultado final de la simulación para una planta; tomando como criterio la rapidez o a que su efecto es despreciable.

Siguiendo los criterios mencionados, se desarrollaron modelos dinámicos de los componentes de plantas de generación que emplean el ciclo térmico:

Joule Brayton

• Sistema de alimentación de combustible:

- Válvula

- Actuador
- Cámara de combustión
- Turbina de gas
- Compresor

Rankine

- Caldera o Recuperador de Calor Generador de Vapor (RCGV):

- Domo o Tambor
- Tubos elevadores
- Supercalentador y Atemporador
- Recalentador
- Horno

- Turbina de vapor:

- Sección de alta presión
- Sección de presión intermedia
- Sección de baja presión

- Condensador:

- La coraza
- Las tuberías
- Ecuaciones para el vapor
- Ecuaciones para el líquido

- Sistema de alimentación de agua:

- Economizador
- Desaerador
- Bomba

Componentes misceláneos

- Separador

- Mezclador
- Válvula de gas
- Válvula de agua
- Carga térmica

La validación de dichos modelos fue parcial. En general no se puede efectuar pruebas a equipos reales o la información reportada con modelos implementados previamente, por otros investigadores, es escasa. El autor está atento para localizar información que permita comparar el desempeño los modelos implementados y si alguna información está validada, entonces puede servir para comprobar los modelos desarrollados.

El desarrollo de modelos puede ayudar a comprender mejor los comportamientos dinámicos y los efectos que se presentan en plantas de generación, ante distintas perturbaciones. Se puede conocer nuevos puntos y rangos operativos de la planta para cambios en algunas entradas o condiciones operativas de toda la red; es decir, el simulador desarrollado permite entrenarse en la operación dinámica de las plantas de generación. Estos modelos y sus posibles extensiones permitirán representar, de manera adecuada, el importante comportamiento de la parte térmica de las plantas de generación. Dichas extensiones a los modelos serán fáciles de implementar usando herramientas como el SIMULINK, según quedó demostrado en el presente trabajo.

Se sabe que los fenómenos que ocurren en las plantas de generación son relativamente lentos, si se comparan con los fenómenos electromecánicos del sistema de potencia, pero la proliferación de nuevos esquemas de generación, así como los ya existentes en el sistema de potencia, requieren modelos como los desarrollados en éste trabajo. Además de que estos nuevos esquemas cada vez tienen un impacto mayor en la respuestas dinámicas del sistema de potencia, ya que cada vez son mas y mayores los bloques de generación que los contienen.

La versatilidad de los modelos desarrollados además radica en el hecho de que fueron diseñados en un programa computacional ampliamente conocido y manejado en el ambiente de ingeniería. Por esta razón no se tendrá que acudir a empresas que se dedican a hacer estudios dinámicos de plantas, ya que dichos estudios obviamente son muy costosos, y las empresas en muchos de los casos no dejan software para poder analizar futuras mejoras o variaciones a los esquemas estudiados, obligando así, a contratar nuevamente los servicios de dicha empresa. Algunas otras empresas, como THERMOFLOW [39], se dedican a vender el software que ellas mismas desarrollaron, y el costo, es también elevado, y no es un software universal, es decir, que cada librería sea para generación con base a turbina de gas o de vapor es software independiente.

Los modelos de los componentes desarrollados trabajan de manera adecuada juntos, pero que también pueden ser utilizados de manera independiente para realizar estudios de diferentes índoles. Se pueden tomar algunos de estos componentes y diseñar esquemas de control, emplear los modelos para estudios de estabilidad en el sistema eléctrico de potencia, para conocer límites operativos y capacidades. Pero se debe tener en cuenta que en ésta primera versión de los modelos, no se incluyeron restricciones físicas de los componentes, tales como presión, temperatura, velocidad, etc., pero debido a que fueron implementados en un paquete computacional ampliamente utilizado, éstas posibles extensiones son sencillas de implementar.

Los modelos que se presentan en éste trabajo, son más completos que los modelos clásicos empleados, lo que nos permite conocer más variables que intervienen en los diferentes procesos, variables que bajo ciertas circunstancias pueden resultar críticas en ciertos estudios. Por ejemplo, en algunos estudios de estabilidad transitoria, el modelo de la turbina de vapor que se emplea, consiste simplemente de un sistema de primer orden con un retardo de tiempo τ , y en algunos modelos más “completos” se incluye el recalentador como un integrador con una cierta ganancia k , tal como los empleados en [31]. Se debe notar que ésta es una referencia algo vieja, pero en realidad no se han cambiado los modelos empleados, y se sigue sin conocer el comportamiento dinámico de muchos de los parámetros

que intervienen y que pueden ser restrictivos, tal como la presión del vapor, su temperatura, etc. Los modelos presentados en este trabajo, nos permiten realizar dichas simulaciones, y además conocer todas las variables que se afectan durante el disturbio.

6.4 Recomendaciones para trabajos futuros

Como trabajo a futuro se puede hacer que en los modelos desarrollados en lugar de tener varias salidas o varias entradas, cada uno de los bloques estén interconectados por líneas "vectoriales". Las líneas vectoriales contienen todas las variables que salen de un bloque hacia otro, así sin necesidad de interconectar cada una de ellas por separado, se pueden manejar todas en un solo enlace. De esta manera se simplifica, de manera sustancial, la interconexión de bloques y se logra la configuración requerida para la planta, de manera que sea más cómodo, amigable y "digerible" el diagrama de bloques de la planta.

En el Capítulo 5 se describió de manera breve los lazos de control que se deben considerar en las plantas eléctricas y la función de los controladores. En realidad los controladores descritos en ese capítulo han evolucionado grandemente, y a pesar de ello siguen presentes muchos problemas sin solucionarse del todo [36]. Las estrategias de control actuales tienen como función principal el permitir la generación de energía suficiente para cubrir la demanda energética, manteniendo el balance del proceso de transformación dentro de rangos específicos. Pero como se presentó en el Capítulo 5, cada uno de los bloques tiene varias entradas y varias salidas. Se tiene su matriz de sensibilidad para ver que tanto se afecta las salidas para la variación en alguna de las entradas. Por esta razón se debe diseñar controladores para varias entradas y que controlen todas las salidas de cada bloque. Este será un trabajo bastante extenso, y solamente se implementó en este trabajo aquellos controles para una entrada específica, y variando esta entrada se observaba la variable más afectada más de manera que se implementaba el control con base a la salida más sensible para esa entrada.

Además de la necesidad de implementar controles con capacidad de manejar varias entradas y varias salidas, se debe implementar controladores para bloques combinados, es decir que se permita la interconexión de los bloques con sus propios controles y que éstos a su vez tengan controladores que se vean como un bloque concentrado. Además se requiere que los controladores puedan trabajar de manera conjunta con controladores independientes de cada bloque y que no contrarresten entre sí sus efectos. Esta es un área abierta para el desarrollo. Es decir, una oportunidad importante se presenta al desarrollar a manera de bloques en SIMULINK, controladores coordinados para cada uno o para un grupo de componentes en las plantas de generación.

Se debe investigar que tipo de controladores son los más adecuados para sistemas MIMO y en caso de ser posible, mezclar distintas técnicas en sistemas tipo híbridos para hacer uso de las mejores características de cada una de estas técnicas de control en una simbiosis consistente.

Entre las mejoras o extensiones a los modelos de este trabajo, se propone investigar los límites determinados por características físicas de los componentes tales como: velocidad, temperatura, presión, etc. Incluir esquemas de saturación y protección en los modelos propuestos.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Para implementar controladores para los modelos de las plantas también se podría implementar un control automático carga frecuencia, el cual consta de dos lazos, uno relativamente rápido (lazo primario) el cual responde a desviaciones detectadas por un sensor de velocidad en la flecha generador-turbina; ya que ésta es una medida indirecta del balance de potencia activa. El flujo másico de vapor se controla gracias al regulador de velocidad y a las válvulas de admisión de vapor. Y finalmente un segundo lazo que mantiene un ajuste fino de frecuencia la cual se obtiene a partir de una medición en el punto de enlace de la planta.

REFERENCIAS

- [1] W. Ordys, A. W. Pike, M. A. Johnson, R. M. Katebi and M. J. Grimbale, "*Modelling and Simulation of Power Generation Plants*", Springer-Verlag, 1994.
- [2] J. H. Horlock, "*Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP)*", Krieger Publishing Company, 1997.
- [3] B.P. "*Statistical Review of World Energy*", 1982.
- [4] Esso Magazine Supplement, "*United Kingdom Energy Outlook*", 1984/1985.
- [5] Thomas C. Elliott, Kao Chen & Robert C. Swanekamp, "*Standard Handbook of Power Plant Engineering*", McGraw-Hill, 1997.
- [6] Rolf H. Kehlhofer, Judy Warner, Henrik Nielsen & Rolf Bachmann, "*Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*", Pennwell, 1999.
- [7] Kam W. Li and A. Paul Priddy, "*Power Plant System Design*", John Wiley & Sons, 1985.
- [8] Michael J. Moran & Howard N. Shapiro, "*Fundamentals of Engineering Thermodynamics*", Wiley, 1988.
- [9] Christie Geankoplis, "*Transport Processes and Unit Operations*", Prentice Hall, 1993.
- [10] Joseph A. Orlando, "*Cogeneration Planner's Handbook*", Prentice Hall, 19??.
- [11] James B. Dabney & Thomas L. Harman, "*SIMULINK® (Dynamic System Simulation for MATLAB®) User's Guide*", Prentice Hall, 1998.
- [12] Carlos A. Smith & Armando B. Corripio, "*Principles and Practice of Automatic Process Control*", John Wiley & Sons, Inc., 1997.
- [13] John S. Bay, "*Linear Space State Systems*", McGraw-Hill, 1999.
- [14] John G. Proakis & Dimitris G. Manolakis, "*Tratamiento Digital de Señales*", Prentice Hall, 1991.
- [15] Roy Boyer, TXU Electric and Gas, Dallas, Texas, "*Now that you have a combined-cycle plant in your backyard*", IEEE 2001 Winter Meeting, Columbus, Ohio USA.

- [16] M. Nagpal, A. Moshref, G. K. Morison, P. Kundur, "Experience with Testing and Modeling of Gas Turbines", Powertech Labs Inc. Surrey, B. C. V3W 7R7, 2000.
- [17] L.M. Hajagos, G. R. Bérubé, "Utility Experience with Gas Turbine Testing and Modeling", Kestrel Power Engineering, Toronto, Ontario, Canada, 2000.
- [18] K. Kunitomi, A. Kurita, H. Okamoto, Y. Tada, S. Ihara, P. Pourbeik, W. W. Price, A. B. Leirbukt, J. J. Sanchez Gasca, "Modeling Frequency Dependency of Gas Turbine Output", IEEE 2001 Winter Meeting, Columbus, Ohio USA.
- [19] John Undrill & Alberto Garmendia, "Modeling of Combined Cycle Plants in Grid Simulation Studies", IEEE 2001 Winter Meeting, Columbus, Ohio USA.
- [20] Louis N. Hannett, James W. Feltes, "Testing and Model Validation for Combined-Cycle Power Plants", IEEE 2001 Winter Meeting, Columbus, Ohio USA.
- [21] Electric Reliability Council of Texas, "OE-411 Coordinated Bulk Power Supply Report to DOE", <http://www.ercot.com/>
- [22] "Combined Heat and Electrical Generation in the United Kingdom", The Marshall Report, Department of Energy, Energy paper No. 35, HMSO, 1979.
- [23] F. P. de Mello, "Boiler Models for System Dynamic Performance Studies", IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 6, No. 1, February, 1991.
-
- [24] M. H. Dwarakanath, B Dembart, A. M. Erisman, K. Hemmaplardh and J. W. Manke, "A Generalised Methodology for Modelling System Components in Power System Dynamic Simulation", IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-101, No.1 January, 1982.
- [25] Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies, "Dynamic Models for Combined-Cycle Plants in Power Systems Studies", IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 9, No. 3, August, 1994.
- [26] Siqing Lu, and Brian W. Hogg, "POWER PLANT ANALYZER – A Computer Code for Power Plant Operation Studies", IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 11, No. 4, December, 1996.
- [27] Siqing Lu, Edwin Swidenbank and Brian W. Hogg, "POWER PLANT ANALYZER – An Applied Matlab Toolbox", IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 11, No. 4, December, 1996.

- [28] Shirou Suzaki, Kenichi Kawata, Masahiro Sekoguchi and Masou Goto, "*Mathematical Model for Combined Cycle Plant and its Implementation in an Analogue Power System Simulator*", 2000 IEEE.
- [29] Harry Habib and David Biggs, "*Development of Cogeneration and Combined-Cycle Power Plants*", Power Engineering Journal, December, 1998.
- [30] Gareth Evans, "*Developments in Industrial Cogeneration*", Power Engineering Journal, June, 1997.
- [31] Prabhaskar Kundur and James P. Banes, "*A Study of Early Valve Actuation Using Detailed Prime Mover and Power System Simulation*", IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, vol. PAS-94 no. 4, July/August 1975.
- [32] Prabha Kundur, "*Power System Stability and Control*", McGraw Hill
- [33] Fernando L. Alvarado, Robert H. Lasseter and Juan J. Sánchez, "*Testing of Trapezoidal Integration with Damping for the Solution of Power Transient Problems*", IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-102, No. 12, December 1983.
- [34] Anthony Esposito, "*Fluid Power with Applications*", 2nd Edition, Prentice Hall, 1988.
- [35] Working Group on Software, "*Information on Control Numerics and Software*", <http://www.win.tue.nl/wgs/>.
-
- [36] Raul Garduno-Ramirez and Kwang Y. Lee, "*Overall Control of Fossil-Fuel Power Plants*", IEEE 2001 Winter Meeting, Columbus, Ohio USA.
- [37] Chien K.L., E. I. Ergin, C. Ling and Allin Lee, "*Dynamic Analysis of a Boiler*", Transactions of the ASME, November, 1958.
- [38] Nicholson H., "*Dynamic optimization of a boiler*", Proc., IEE Vol.111, No.8, August, 1964.
- [39] TERMOFLOW, INC., "*The Leader in Thermal Engineering Software Development for the Power Industry*", <http://www.thermoflow.com>
- [40] Yunus A. Çengel and Michael A. Boles, "*Thermodynamics: An Engineering Approach*", third edition, McGraw Hill, 1998.

LISTADO DE TABLAS

CAPÍTULO 1

Tabla 1.1 Consumo de Energía en el Reino Unido (UK)	3
---	---

CAPÍTULO 2

Tabla 2.1 Parámetros de los componentes del bloque GTG	29
Tabla 2.2 Parámetros de todos los sistemas interconectados	30

CAPÍTULO 3

Tabla 3.1 Parámetros para la dinámica del proceso térmico	65
Tabla 3.2 Constantes de los componentes del condensador	79
Tabla 3.3 Parámetros de las distintas secciones de la turbina de vapor	87

CAPÍTULO 4

Tabla 4.1 Parámetros utilizados para la simulación del bloque GTG	105
Tabla 4.2 Parámetros del subsistema caldera y economizador	109
Tabla 4.3 Parámetros del subsistema condensador	111
Tabla 4.4 Parámetros del subsistema turbina	111
Tabla 4.5 Parámetros del subsistema deaerador	112
Tabla 4.6 Parámetros del subsistema bomba y válvulas	112

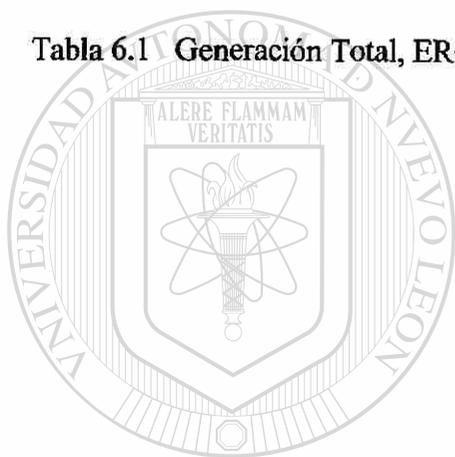
CAPITULO 5

192

Tabla 5.1	Potencias Normalizadas, Señales Incrementales de la caldera	155
Tabla 5.2	Potencias Normalizadas, Señales Incrementales del bloque GTG	164
Tabla 5.3	Potencias Normalizadas, Señales Incrementales el condensador	168
Tabla 5.4	Potencias Normalizadas, Señales Incrementales de la turbina de vapor	172

CAPITULO 6

Tabla 6.1	Generación Total, ERCOT	179
-----------	-------------------------	-----



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



LISTADO DE FIGURAS

CAPITULO 1

Fig. 1.1	Tendencia de la cogeneración, respecto al total de la energía generada; Estados Unidos	2
Fig. 1.2	Tendencia mundial del consumo de energéticos	4
Fig. 1.3	Esquemas de generación de energía	7

CAPITULO 2

Fig. 2.1	Planta de generación con turbina de gas en circuito cerrado	15
Fig. 2.2	Planta de generación con turbina de gas en circuito abierto	15
Fig. 2.3	Diagrama Temperatura – Entropía del ciclo térmico de generación de potencia mecánica con turbina de gas	16
Fig. 2.4	Icono encapsulado del sistema de combustible	20
Fig. 2.5	Icono encapsulado del Subsistema Compresor	23
Fig. 2.6	Icono encapsulado del Subsistema Cámara de Combustión	25
Fig. 2.7	Icono encapsulado del Subsistema Turbina de gas	27
Fig. 2.8	Sistema Compresor, Cámara de Combustión y Turbina de Gas	28
Fig. 2.9	Icono encapsulado del Subsistema Cámara de Combustión	28
Fig. 2.10	Gráficas de Respuesta en las Variables de Simulación	31

CAPITULO 3

Fig. 3.1	Diagrama Temperatura – entropía del ciclo térmico Rankine "cerrado"	34
Fig. 3.2	Proceso bajo el cual el RCGV genera vapor y lo entrega a la turbina de vapor en sus diferentes secciones	36

Fig. 3.3	Subsistema de la cámara de combustión	43
Fig. 3.4	Subsistema de tubería elevadora	46
Fig. 3.5	Entalpía en función de la densidad del vapor saturado	48
Fig. 3.6	Temperatura en función de la densidad del vapor saturado	49
Fig. 3.7	Presión en función de la densidad de vapor saturado	49
Fig. 3.8	Entalpía del agua saturada en función de la densidad del vapor saturado	50
Fig. 3.9	Presión del agua saturada en función de la entalpía del agua saturada	50
Fig. 3.10	Densidad del agua saturada en función de la entalpía del agua saturada	51
Fig. 3.11	Temperatura del agua saturada en función de la entalpía del agua saturada	51
Fig. 3.12	Subsistema del Domo	52
Fig. 3.13	Subsistema del Supercalentador	56
Fig. 3.14	Subsistema del Recalentador	59
Fig. 3.15	Entalpía específica del agua saturada	62
Fig. 3.16	Subsistema del Economizador	62
Fig. 3.17	Diagrama de bloques de la caldera y del economizador	63
Fig. 3.18	Bloques contenidos dentro del subsistema caldera	64
Fig. 3.19	Respuesta dinámica de variables en el proceso termodinámico de la caldera	66
Fig. 3.20	Diagrama de un condensador tipo "tubo y coraza"	67
Fig. 3.21	Subsistema de la Coraza	69
Fig. 3.22	Subsistema que representa las tuberías	71
Fig. 3.23	Parcial de la entalpía con respecto a la temperatura en función de la temperatura	72
Fig. 3.24	Parcial de la densidad con respecto a la temperatura en función de la temperatura	73
Fig. 3.25	Parcial de la presión con respecto a la temperatura en función de la temperatura	73
Fig. 3.26	Presión del condensado con respecto a la temperatura	74
Fig. 3.27	Densidad del vapor saturado con respecto a la temperatura	74
Fig. 3.28	Entalpía del condensado en función de la temperatura	75
Fig. 3.29	Subsistema que representa a las ecuaciones del vapor	75

Fig. 3.30	Subsistema que representa las ecuaciones del líquido	77
Fig. 3.31	Subsistema que representa al condensador	77
Fig. 3.32	Los cuatro subsistemas interconectados que forman el condensador	79
Fig. 3.33	Respuestas dinámicas del condensador con los parámetros de la Tabla 3.2	81
Fig. 3.34	Diagrama mostrando las tres etapas de una turbina de vapor típica. Se muestra el flujo de vapor en el ciclo térmico Rankine.	81
Fig. 3.35	Subsistema de la sección de alta presión de la turbina de vapor	85
Fig. 3.36	Subsistema de la sección de presión intermedia de la turbina de vapor	85
Fig. 3.37	Subsistema de la sección de baja presión de la turbina de vapor	86
Fig. 3.38	Integración de los subsistemas que forman a la turbina de vapor y el recalentador.	87
Fig. 3.39	Subsistema que describe la dinámica de la turbina de vapor y el recalentador	88
Fig. 3.40	Variables de salida de la turbina de vapor	89
Fig. 3.41	Subsistema para el desaereador	92
Fig. 3.42	Subsistema que representa la bomba	95
Fig. 3.43	Subsistema de la válvula de líquido	96
Fig. 3.44	Subsistema de la válvula de gas	98

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

CAPITULO 4

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Fig. 4.1	Diagrama esquemático de una planta de generación con turbina de gas	101
Fig. 4.2	Diagrama esquemático de una planta de generación con turbina de vapor	102
Fig. 4.3	Planta de generación con turbina de gas, implementación en SIMULINK	103
Fig. 4.4	Componentes del bloque GTG (Generación con Turbina de Gas)	103
Fig. 4.5	Fuentes de voltaje conectadas en estrella aterrizada, barra infinita	104
Fig. 4.6	Componentes del subsistema de enlace	104
Fig. 4.7	Resultados de simulación, incremento en la señal de demanda del combustible en planta de generación con turbina de gas.	108
Fig. 4.8	Planta de generación con turbina de vapor	109

Fig. 4.9	Variables de salida. Simulación de incremento en el flujo másico de combustible en planta de generación con turbina de vapor	113
Fig. 4.10	Componentes del subsistema “Falla 3 ϕ ”	115
Fig. 4.11	Resultados obtenidos durante la simulación de una falla 3 ϕ en terminales del generador.	116
Fig. 4.12	Variables de salida de la planta de generación con turbina de vapor, falla 3 ϕ de 6 ciclos en terminales del generador.	117
Fig. 4.13	Diagrama esquemático de una planta de generación de ciclo combinado	118
Fig. 4.14	Planta de ciclo combinado	119
Fig. 4.15	Planta de ciclo combinado, la planta “baja” tiene otra entrada de flujo calorífico.	121
Fig. 4.16	Subsistema del separador implementado en SIMULINK	122
Fig. 4.17	Diagrama de una planta de ciclo combinado implementada en SIMULINK	123
Fig. 4.18	Potencia mecánica de la turbina de vapor y de la turbina de gas de una planta de ciclo combinado.	124
Fig. 4.19	Potencias mecánicas de la planta de ciclo combinado afectadas por el incremento en la demanda de combustible.	124
Fig. 4.20	Parámetros físicos del vapor a la salida del supercalentador	125
Fig. 4.21	Subsistema que representa al mezclador en SIMULINK	127
Fig. 4.22	Subsistema “carga térmica” implementado en SIMULINK	129
Fig. 4.23	Esquema de una planta de cogeneración de ciclo combinado	130
Fig. 4.24	Esquema de una planta de cogeneración de C. C. en SIMULINK	130
Fig. 4.25	Variables de salida de la planta de cogeneración de ciclo combinado	131
Fig. 4.26	Planta de cogeneración con turbina de vapor	132
Fig. 4.27	Planta de cogeneración con turbina de vapor implementada en SIMULINK	133
Fig. 4.28	Planta de cogeneración con turbina de gas	135
Fig. 4.29	Planta de cogeneración con turbina de gas	135
Fig. 4.30	Planta de generación con turbina de vapor conectada a una “barra infinita”	137
Fig. 4.31	Característica de válvula para una planta de generación con turbina de vapor	138
Fig. 4.32	Tiempos de actuación de la válvula	139

	197
Fig. 4.33	Planta de generación con turbina de vapor, con válvula interceptora para esquema de valvuleo rápido. 140
Fig. 4.34	Respuestas de la planta de generación con turbina de vapor para una falla 3 ϕ de 10 ciclos de duración. 141
Fig. 4.35	Respuestas de la planta de generación con turbina de vapor para una falla 3 ϕ de 10 ciclos, con esquema de valvuleo rápido. 142
Fig. 4.36	Posiciones angulares del generador con y sin esquema de valvuleo rápido 143

CAPITULO 5

Fig. 5.1	Control de lazo cerrado para una variable de la planta 145
Fig. 5.2	VARIABLES DE SALIDA DE LA CALDERA 153
Fig. 5.3	Diagrama de bloques simplificado para la síntesis de controlador 156
Fig. 5.4	Gráfico del incremento en la temperatura, para una entrada escalón en el flujo másico del combustible. 158
Fig. 5.5	Gráfico comparativo de respuesta en planta vs la respuesta de la función de transferencia equivalente. 159
Fig. 5.6	Subsistema Caldera con controlador 160
Fig. 5.7	Componentes del subsistema "controlador" 161
Fig. 5.8	VARIABLES QUE AFECTAN AL CONTROLADOR $wf-TsS$ PARA UN CAMBIO EN LA REFERENCIA 162
Fig. 5.9	VARIABLES DE SALIDA DEL BLOQUE GTG, UN INCREMENTO DEL 5% EN LA SEÑAL DE DEMANDA DEL COMBUSTIBLE. 164
Fig. 5.10	Gráfico comparativo de respuesta de la planta vs el sistema de primer orden 165
Fig. 5.11	Bloque GTG con controlador 166
Fig. 5.12	Señales que afectan al controlador para un incremento en carga de una planta de generación con turbina de gas. 167
Fig. 5.13	Temperaturas de las distintas secciones 169
Fig. 5.14	Incremento en la temperatura de la tercer sección 169
Fig. 5.15	Gráfico comparativo de la planta vs el sistema de primer orden 170

	198
Fig. 5.16 Bloque condensador con controlador para flujo másico de líquido refrigerante.	170
Fig. 5.17 Variables del controlador del condensador	171
Fig. 5.18 Variables de salida de la turbina de vapor	173
Fig. 5.19 Incremento en presión de la sección de AP, incremento en el flujo másico de vapor del 5%.	174
Fig. 5.20 Gráfico comparativo de la planta vs el modelo equivalente	174
Fig. 5.21 Esquema de la turbina de vapor con tres secciones, el recalentador y el controlador.	175
Fig. 5.22 Variables que afectan al controlador de la turbina de vapor para un cambio en la referencia de presión en la sección AP.	176

CAPITULO 6

Fig. 6.1 Esquema de complejidad del modelo respecto al número de parámetros requerido	180
---	-----

APÉNDICE A

Fig. A.1 Circuito RC	202
Fig. A.2 Circuito implementado en SIMULINK con el POWER SYSTEMS BLOCKSET.	202
Fig. A.3 Voltaje a través del capacitor, Figura A.2	203
Fig. A.4 Circuito RC mediante bloques definidos de SIMULINK	204
Fig. A.5 Voltaje a través del capacitor, Figura A.1	204
Fig. A.6 Solución del circuito de la Figura A.1, modelo de espacio de estado	206
Fig. A.7 Voltaje en el capacitor de la Figura A.1	206
Fig. A.8 Encapsulado de los componentes de un subsistema	207
Fig. A.9 Creación del subsistema en SIMULINK	207
Fig. A.10 Reacomodo del subsistema	208

	199
Fig. A.11 Componentes del subsistema	208
Fig. A.12 Edición de los nombres del subsistema	209
Fig. A.13 Editor de enmascarado	210
Fig. A.14 Llenado de la página de documentación del enmascarado	211
Fig. A.15 Breve descripción del bloque	211
Fig. A.16 Ayuda del bloque “circuito RC serie”	212
Fig. A.17 Inicialización del bloque del subsistema	213
Fig. A.18 Instrucciones para el dibujo que aparece en la cara del ícono del subsistema	214
Fig. A.19 Apariencia final del subsistema	214

APÉNDICE B

Fig. B.1 Simulación con lazo algebraico intacto	217
Fig. B.2 Simulación sin lazo algebraico, incluyendo bloque de memoria	218

APÉNDICE A

BREVES SOBRE MATLAB® Y SIMULINK®

A.1 Introducción

El objetivo principal de este trabajo consiste en obtener modelos dinámicos de plantas de cogeneración. Con los modelos implementados, se puede efectuar simulaciones para distintos esquemas de operación de la planta y posteriormente se le puede incorporar controladores. Para tal fin se emplearon herramientas de simulación digital como SIMULINK de MATLAB.

MATLAB® (*matrix laboratory*) es un software desarrollado por Math Works Inc. para efectuar cálculos numéricos y visualización. Debido a que MATLAB ofrece una gran capacidad de cálculo, flexibilidad, confiabilidad y una fuerte capacidad para graficar, resulta en una herramienta valiosa y adecuada para fines de ingeniería. MATLAB además proporciona un ambiente interactivo con cientos de funciones, estas funciones ofrecen soluciones para un rango amplio de problemas matemáticos que incluyan álgebra matricial, manejo de números complejos, sistemas lineales, ecuaciones diferenciales, optimización, sistemas no lineales y muchos otros cálculos científicos.

Una de las principales características de MATLAB es la facilidad de uso que presenta para su programación, además, permite usar las funciones ya incluidas en el software original. Esto facilita el crear herramientas propias; es decir, el usuario puede crear funciones y programas especiales conocidos como archivos M. Cuando se genera un conjunto de archivos M diseñados para trabajar en una clase particular de problemas se genera un TOOLBOX. MATLAB cuenta también con TOOLBOXES diseñados para aplicaciones específicas, tales como procesamiento de señales, identificación de sistemas en

el dominio de la frecuencia, lógica difusa, redes neuronales, cálculos simbólicos, estadística, procesamiento de imágenes, sistemas de control, control robusto, etc.

Recientemente MATLAB ha sido reforzado por el programa SIMULINK®. SIMULINK es una extensión de MATLAB, la cual adiciona un entorno gráfico para modelar, simular y analizar sistemas dinámicos lineales y no lineales. SIMULINK® admite sistemas de tiempo continuo, sistemas discretos, multifrecuencia e híbridos.

Para el modelado bajo SIMULINK se ofrece al usuario una interfase gráfica, es decir, la construcción de modelos se lleva a cabo en forma de diagramas de bloque, los cuales se interconectan utilizando el “ratón” de la computadora, tal y como lo muestran la mayoría de los libros de texto de control. Esta es una gran ventaja con respecto a otros paquetes computacionales en los cuales se requiere que el usuario formule y manipule las ecuaciones diferenciales en un cierto lenguaje computacional o programa, por ejemplo: SIMNON. En SIMULINK se puede encontrar librerías de diagramas de bloque que contienen fuentes, medidores, graficadores, componentes de sistemas lineales y no lineales, conectores, bloques matemáticos, etc. También se permite la creación de bloques personalizados.

Con la opción de crear bloques personalizados, el sistema que se va a simular se puede ver desde un nivel “superior”, el cual consiste de bloques, los cuales a su vez contienen otros bloques en su interior. Así, se puede ir de un nivel “superior” del sistema a un nivel “inferior”. Esto proporciona una visión de cómo el sistema está organizado y de cómo interactúan sus componentes dinámicas. Una vez definido el modelo, se puede solucionar por medio de distintos métodos de integración, los cuales se ofrecen en un menú de SIMULINK. El manejo por medio de menú es muy conveniente para el trabajo interactivo.

Ejemplo.- Se supone un circuito RC de la Figura A.1. Se desea resolver y visualizar el comportamiento del voltaje a través del capacitor para una entrada $V_s(t)$.

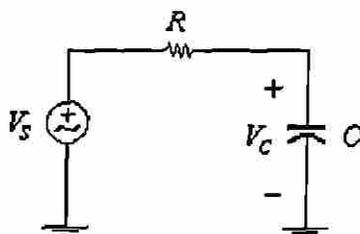


Fig. A.1 Circuito RC .

Donde: $V_s = 10 \times 1.4142 \sin(120\pi t)$ V, $C = 0.5$ mF, $R = 10 \Omega$ y $V_c(0) = 0$ V.

A.2 Power Systems Blockset

Si se cuenta con el POWER SYSTEMS BLOCKSET de SIMULINK se puede implementar el circuito de manera directa y obtener la Figura A.2.

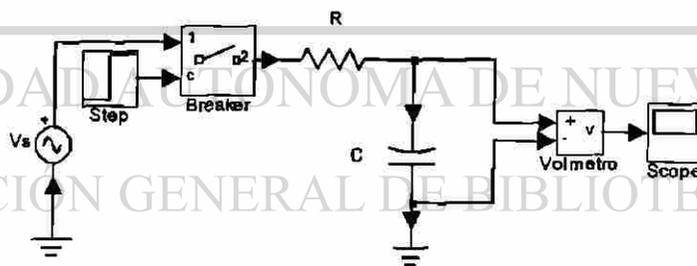


Fig. A.2 Circuito implementado en SIMULINK con el POWER SYSTEMS BLOCKSET.

El interruptor que se muestra en la Figura A.2 se usa para cumplir con las condiciones iniciales del sistema; es decir que $V_c(0) = 0$ V. La señal de excitación tipo escalón, conectada al interruptor es una señal de control que indica el tiempo en el cual opera el interruptor. Para el ejemplo el escalón se aplica en 0 seg. La condición inicial del interruptor es "abierto".

Para la solución se usa la regla trapezoidal (ode23t), con un tiempo inicial de 0 s. y un tiempo final de simulación de 0.1 seg. Se obtiene el comportamiento del voltaje en el capacitor, de acuerdo a la Fig. A.3.

Voltaje en el capacitor

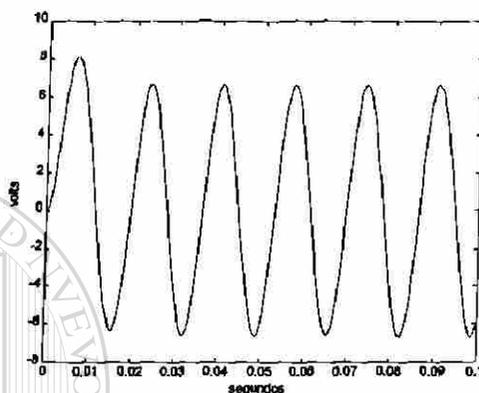


Fig. A.3 Voltaje a través del capacitor, Figura A.2

A.3 Implementación en SIMULINK

Otra forma de solucionar el problema es empleando SIMULINK. La implementación usa un diagrama de bloques, a partir de la ecuación diferencial que define el comportamiento dinámico del sistema.

Al aplicar la Ley de Voltajes de Kirchoff al circuito de la Figura A.1, se obtiene: $V_s = iR + V_c$, donde $i = i_c = C \frac{dV_c}{dt}$. Si se selecciona a V_c como una variable de estado, y al sustituir i_c en la ecuación de caídas de tensión y al despejar $\frac{dV_c}{dt}$ se llega a (A.1)

$$\frac{dV_c}{dt} = \left(\frac{-1}{RC} \right) V_c + \left(\frac{1}{RC} \right) V_s \quad (\text{A.1})$$

La ecuación (A.1) se puede representar con bloques definidos en SIMULINK. Esto se ilustra en la Figura A.4.

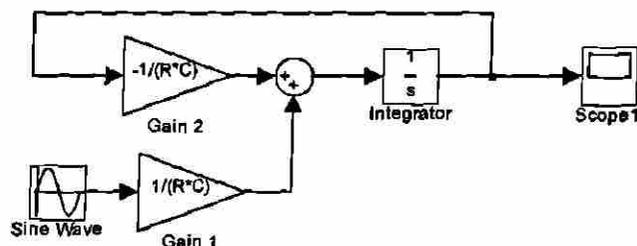


Fig. A.4 Circuito RC mediante bloques definidos de SIMULINK.

Utilizando la regla trapezoidal (ode23t) y un $t_0 = 0$ s y $t_f = 0.1$ s se obtiene:

Voltaje en el capacitor

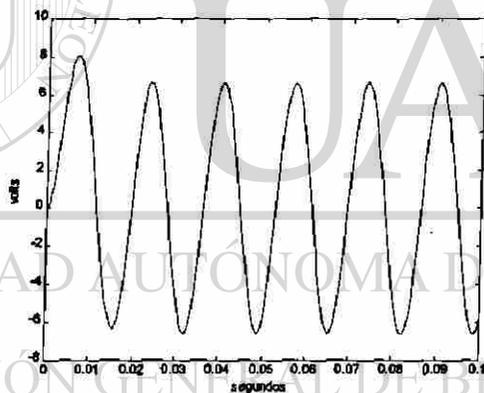


Fig. A.5 Voltaje a través del capacitor, Figura A.1

El resultado que se obtiene de esta simulación es el mismo que el que se obtuvo simulando el sistema por medio del POWER SYSTEMS BLOCKSET.

A.4 Formulación en variables de estado

También se puede ver que (A.1) es la ecuación de estado del sistema. En este caso la variable de estado es la salida del sistema, así:

$$y(t) = V_c(t) \quad (\text{A.2})$$

Comparando (A.1) y (A.2) con las ecuaciones del modelo de espacio de estado, se llega a la forma general.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bv(t) \quad (\text{A.3})$$

$$y(t) = Cx(t) + Dv(t) \quad (\text{A.4})$$

Al comparar se observa de (A.1) que las constantes quedan definidas por:

$$A = \frac{-1}{RC} \quad y \quad B = \frac{1}{RC}$$

y de (A.2):

$$C = 1 \quad y \quad D = 0$$

Se identifica las siguientes equivalencias: $v(t) = V_s(t)$ y $x(t) = V_c(t)$.

Con esta forma se puede hacer uso del bloque de SIMULINK que se encuentra en la librería “continuous” bajo el nombre de “State-Space”. Se encuentra la solución del sistema y se implementa bajo el siguiente diagrama.

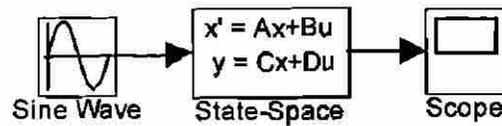


Fig. A.6 Solución del circuito de la Figura A.1, modelo de espacio de estado.

Para esta simulación también se emplea la regla trapezoidal (ode23t), con los siguientes tiempos de simulación: $t_0 = 0$ y $t_f = 0.1$ s. El resultado obtenido es igual que al obtenido con el POWER SYSTEMS BLOCKSET, y por el diagrama de bloques que se obtuvo de manipular la ecuación diferencial.

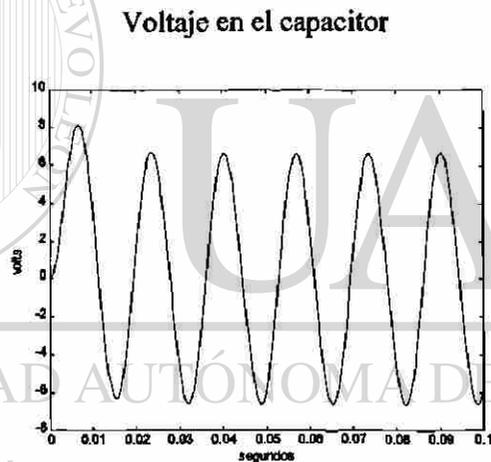


Fig. A.7 Voltaje en el capacitor de la Figura A.1.

A.5 Encapsulado de subsistemas

Una de las características de SIMULINK es que permite crear bloques incluyendo la dinámica que determina o requiere el usuario. El procedimiento para crear bloques con todo un sistema dinámico una parte del mismo, consiste en encapsular los bloques que estarán contenidos en el subsistema, ver Figura A.8. Debe notarse que quizá se tendrán que reordenar algunos bloques que no se deseen dentro del nuevo subsistema.

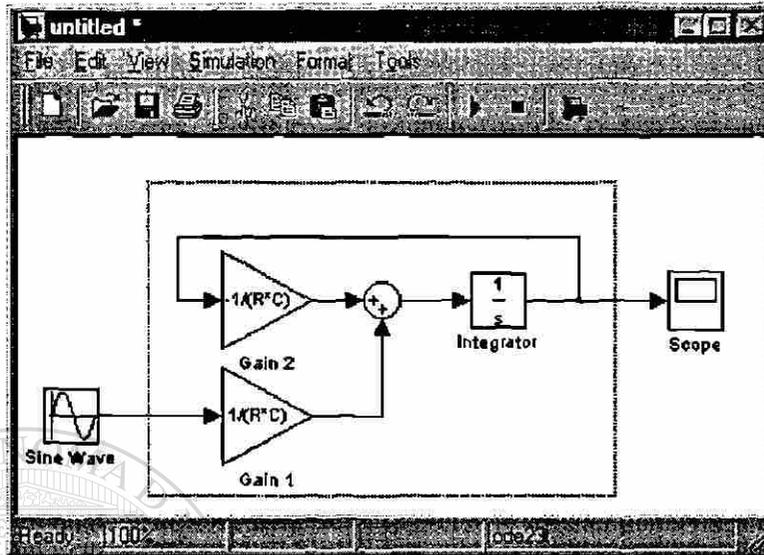


Fig. A.8 Encapsulado de los componentes de un subsistema.

En "Edit" se selecciona la opción "Create Subsystem - Ctrl+F" y SIMULINK reemplaza los bloques seleccionados por un bloque con el nombre de *subsystem*. Se tendrá un puerto de entrada por cada señal que entra al nuevo subsistema y un puerto de salida por cada señal que sale del subsistema. Esto significa, en el caso analizado, una entrada y una salida, Figura A.9.

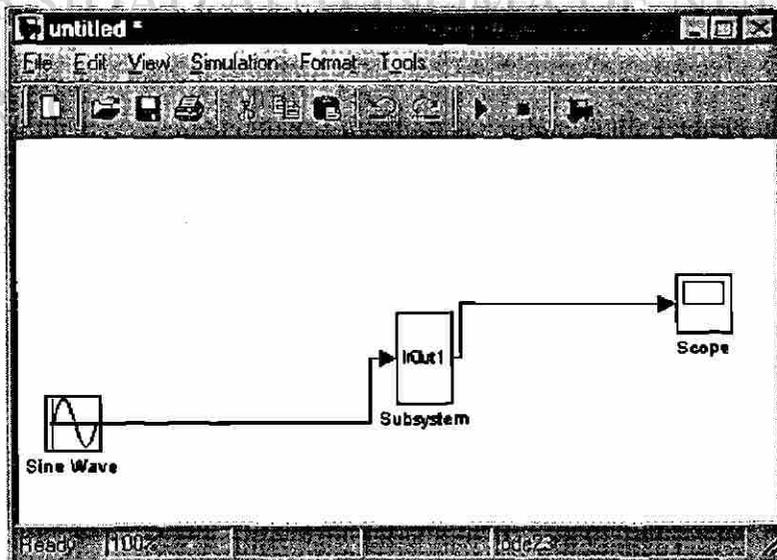


Fig. A.9 Creación del subsistema en SIMULINK

SIMULINK asignará un nombre a cada entrada y a cada salida por default. Después se puede reasignar el tamaño del bloque de manera que el nombre de la entrada y de la salida se puedan leer, Figura A.10.

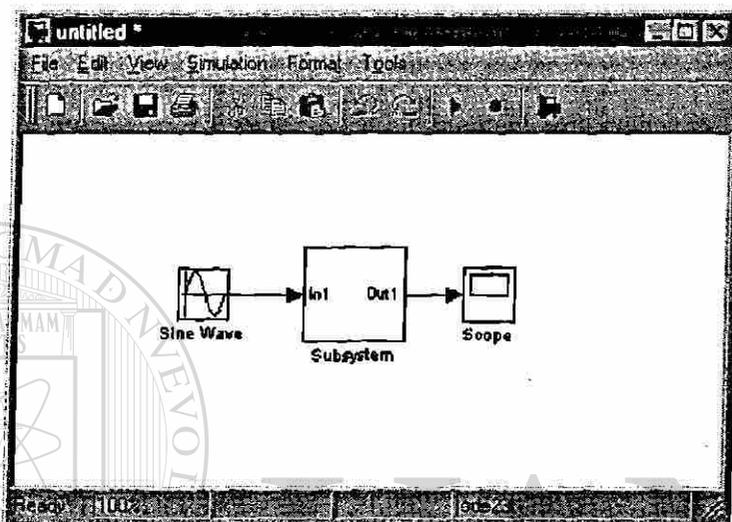


Fig. A.10 Reacomodo del subsistema.

A.6 Edición del subsistema

Para ver o editar el nuevo subsistema, se da doble "click" en el bloque "subsystem" y aparece la siguiente ventana:

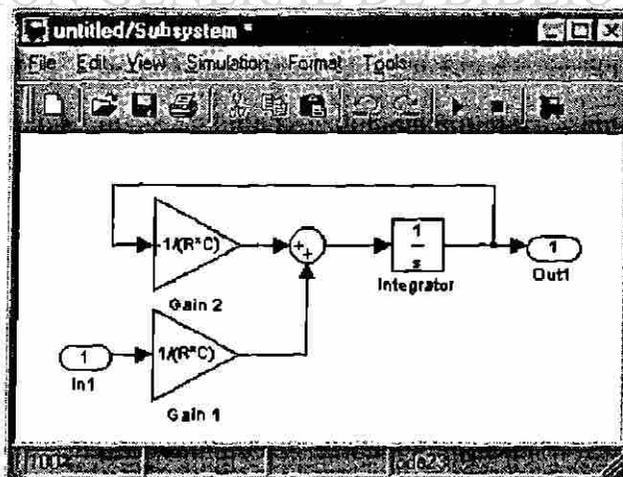


Fig. A.11 Componentes del subsistema.

Si se desea cambiar el nombre de las entradas y/o salidas, esto se logra editando los componentes del subsistema y dando un "click" sobre nombre de la entrada o salida que se desea modificar. Se cambia al nombre deseado, y esto automáticamente modifica el nombre que aparece en el bloque del subsistema. La misma operación se puede efectuar para todo el bloque del subsistema:

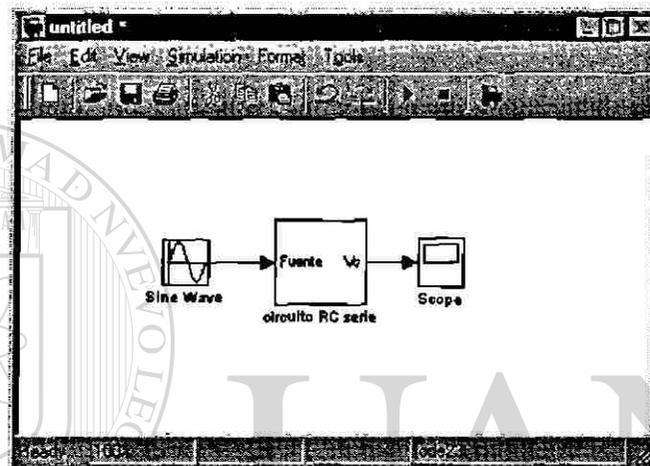


Fig. A.12 Edición de los nombres del subsistema.

Una vez que se tiene el bloque se puede cambiar la entrada o se puede interconectarlo con otros bloques, según se requiera.

A.7 Enmascaramiento del subsistema

SIMULINK ofrece además de la alternativa de crear subsistemas, también permite enmascararlos; es decir, una vez que se ha creado un subsistema se le puede añadir información de ayuda para el uso adecuado del bloque. También se permite que cuando se utilice el bloque se puedan declarar valores de variables del subsistema.

Para enmascarar el subsistema se debe de seguir el siguiente procedimiento:

Primero se debe de haber creado el subsistema; siguiendo el procedimiento descrito en A.5. Después se selecciona, con un solo "click" sobre el subsistema creado, y en el menú de la parte superior del área de trabajo de SIMULINK se selecciona "Edit" y posteriormente "Mask subsystem Ctrl+M". Con este procedimiento aparecerá el editor que se muestra en la Figura A.13.

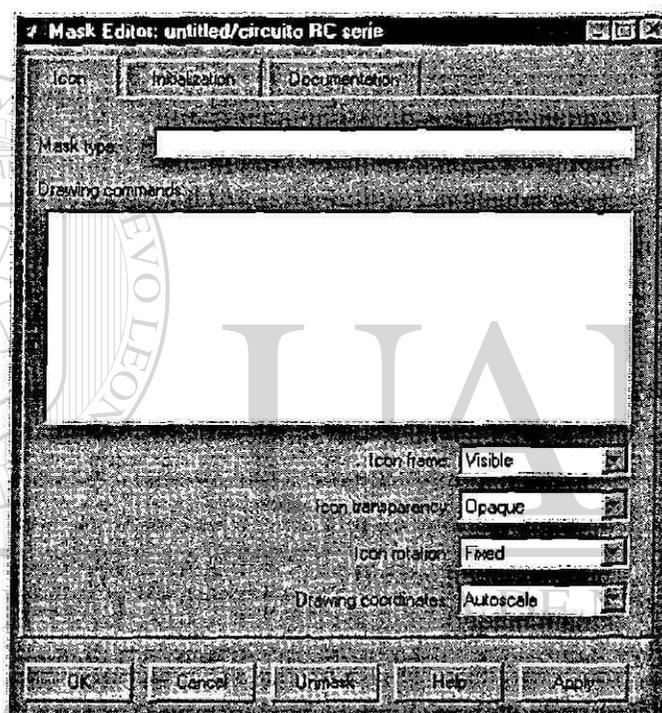


Fig. A.13 Editor de enmascarado.

El editor de enmascarado cuenta con 3 páginas.

A.7.1 Página de documentación.

La página de "Documentation" consta de 3 campos. Estos campos son opcionales, en el primero de ellos "mask type" se declara el bloque en sí. En el segundo "Block description" se da una breve descripción de lo que hace el bloque y finalmente en el tercer campo "Block help" se da una ayuda breve para el usuario que la solicite, Figura A.14.

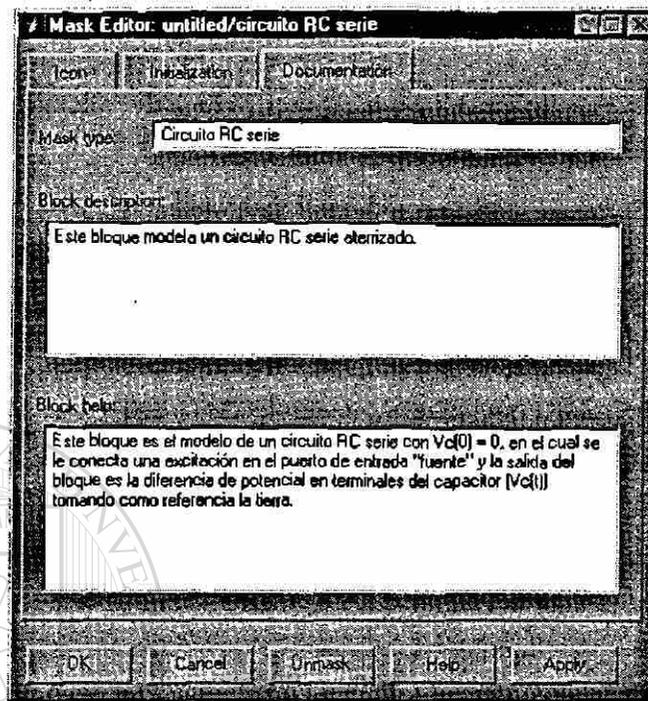


Fig. A.14 Llenado de la página de documentación del enmascarado

Una vez que se ha llenado esta página y se oprime el botón "OK" la próxima vez que se de doble "click" al bloque del subsistema, aparecerá la siguiente ventana; la cual da una breve descripción del bloque.



Fig. A.15 Breve descripción del bloque.

Si además se pide ayuda en el botón "Help" aparecerá una ventana, como en la Figura A.16.

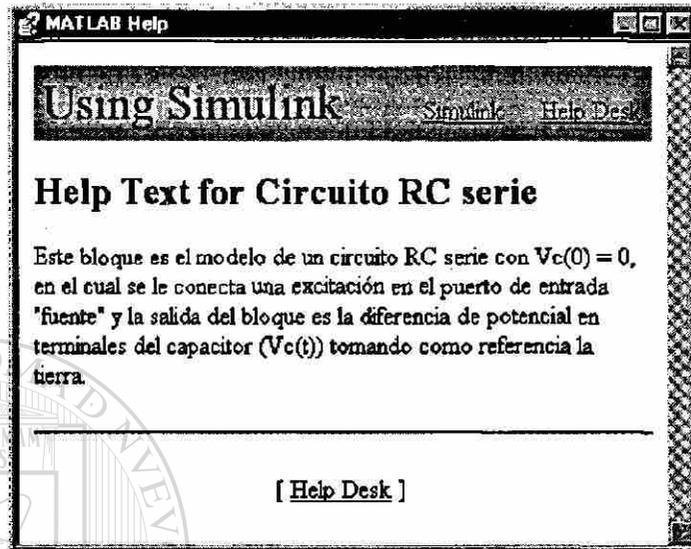


Fig. A.16. Ayuda del bloque "circuito RC serie".

A.7.2 Página de Inicialización

La segunda página del editor de enmascarado, Initialization, se usa para ajustar parámetros de los bloques que están contenidos en el subsistema. Esta página se puede dividir en tres partes; en la primera "mask type" se mantiene lo que se declaró previamente en la página de documentación. La segunda parte contiene un conjunto de campos, en uno de los cuales se va a declarar la variable a la cual se le asignará el valor cuando se de doble "click" en el ícono del subsistema, variable. En el otro campo "prompt" se da una breve descripción de la variable, ver Figura A.17.

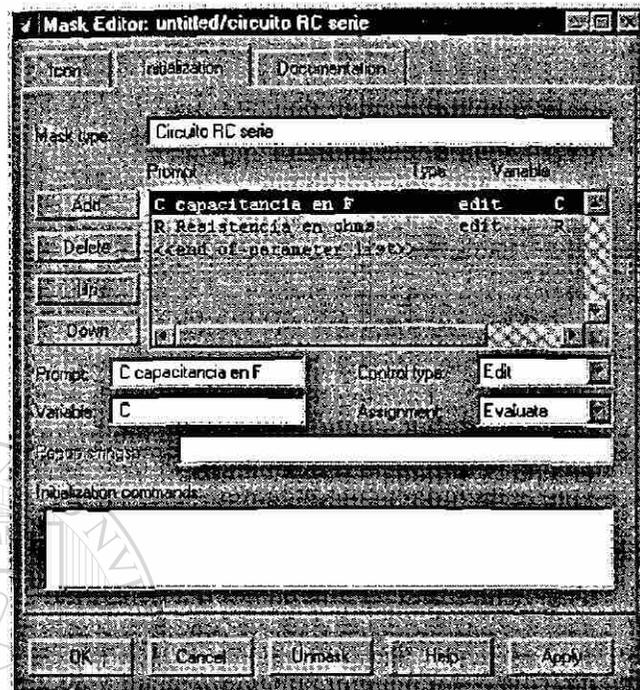


Fig. A.17 Inicialización del bloque del subsistema.

Si se desean adicionar otras variables simplemente se oprime el botón “add”, se proporciona la descripción de la variable y se declara la variable a la cual se le asignará el valor. La sección de “initialization commands” se puede utilizar para definir variables adicionales, a fin de ajustar los parámetros en la ventana que aparece, cuando se le da doble “click” al ícono del subsistema.

A.7.3 Página del ícono

Finalmente la página de “**icon**” en la sección de “Drawing commands” se emplea para dar instrucciones de graficado. Las acciones hacen que en la cara del ícono del subsistema aparezca un dibujo que represente al subsistema, ver Figura A.18.

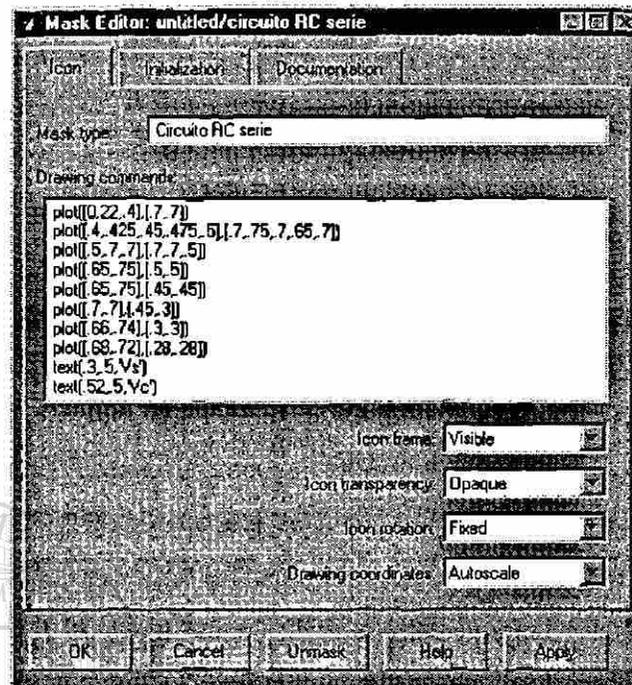


Fig. A.18 Instrucciones para el dibujo que aparece en la cara del ícono del subsistema.

Finalmente, con el llenado del enmascarado del subsistema el ícono que lo representa queda como lo ilustra la Figura A.19.

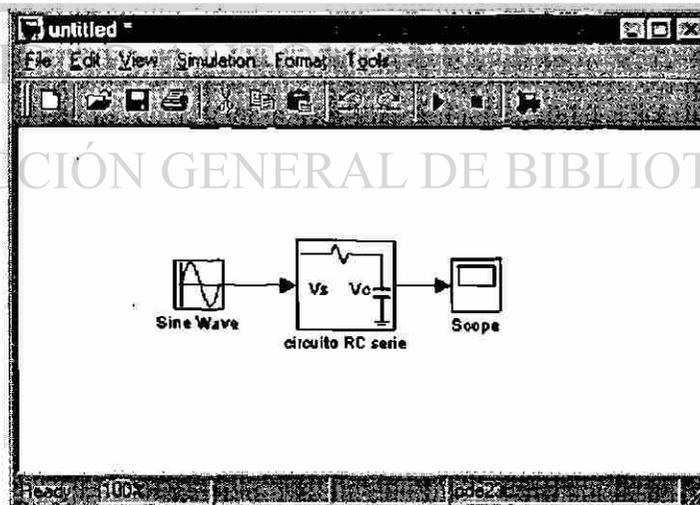


Fig. A.19 Apariencia final del subsistema.

APÉNDICE B

LAZOS ALGEBRAICOS

B.1 Introducción

Los lazos algebraicos requieren de atención especial cuando se trabajan en SIMULINK. Un lazo algebraico es aquella condición en la cual la salida del bloque entra directamente al mismo bloque. Es decir que tiene la forma expresada en (B.1).

$$x = f(x, t, v) \tag{B.1}$$

donde x es la salida del bloque

Los lazos algebraicos no están sujetos a representarse con bloques específicos. Esto quiere decir, que se pueden implementar en cualquier bloque que cumpla: la salida del bloque de alguna manera entra directamente al mismo bloque. Cualquier bloque en el cual el valor presente de la salida depende parcial o totalmente del valor presente de la entrada puede ser parte de un lazo algebraico. Estos bloques reciben el nombre de bloques directamente alimentados. Casi todos los bloques en la librería de sistemas no lineales presentan alimentación directa. También se tiene alimentación directa cuando en las funciones de transferencia, en los bloques de polos y ceros, el grado del numerador es el mismo que el grado del denominador. En aquellos bloques del espacio de estado en los cuales la matriz D es no nula también se presenta alimentaciones directas.

SIMULINK no es el único software que presenta este problema. Al trabajar con lenguaje C o FORTRAN y una variable está en ambos lados de la ecuación y no se puede despejar, se tienen lazos algebraicos. SIMULINK intenta solucionar este problema por el método de NEWTON RAPHSON, y este procedimiento resulta muy efectivo cuando se

trabaja con funciones lineales, pero cuando se trabaja con funciones no lineales es posible que el método no alcance convergencia.

Cuando se presentan lazos algebraicos en algún modelo, SIMULINK automáticamente presenta un reporte. Si SIMULINK ha detectado algún lazo algebraico se tienen dos opciones: el dejarlo intacto o el eliminarlo. Si la velocidad de ejecución del modelo es aceptable, quizá la mejor alternativa sea dejar el lazo; pero si la velocidad de ejecución del modelo no es adecuada se debe de eliminar el lazo. El método más deseable para eliminar el lazo algebraico es reformular el modelo y obtener un modelo equivalente, pero que no contenga el lazo algebraico. Es decir, se debe poner un modelo alternativo que tenga el mismo comportamiento entrada salida. El problema consiste en que no siempre es sencillo encontrar un modelo equivalente.

Una alternativa es romper el lazo algebraico con un bloque de memoria. Pero esta solución no siempre es adecuada, ya que el retardo que introduce el bloque de memoria puede afectar la precisión de la solución del sistema.

B.2 Ejemplo

Por ejemplo, en la sección de alta presión de una turbina de vapor, la ecuación de la tobera está definida por (B.2).

$$r^{\frac{2}{m}} - r^{\frac{m+1}{m}} = \left(\frac{w_{ou}}{A} \right)^2 \frac{1}{p_o \rho_o} \left(\frac{m-1}{2\eta_\omega m} \right) \quad (\text{B.2})$$

$$r = \frac{P_{ou}}{p_o} \quad (\text{B.3})$$

$$m = \frac{\gamma}{\gamma - \eta_\omega (\gamma - 1)} \quad (\text{B.4})$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{B.5})$$

- A Area de la sección transversal de la salida, m^2
 η_∞ Eficiencia politrópica de la sección
 p_{ou} Presión de salida de la reacción, Pa
 c_p Calor específico a presión constante, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{K})$
 c_v Calor específico a volumen constante, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{K})$

Los detalles del modelado dinámico para la turbina de vapor se discutieron en el Capítulo 4. Los resultados que se obtienen con la simulación del comportamiento de la sección de alta presión de la turbina, dejando el lazo algebraico intacto y rompiéndolo con un bloque de memoria se comparan a continuación.

Dejando el lazo algebraico intacto aparece el siguiente mensaje en MATLAB:

```
Warning: Block diagram 'turbinaap' contains 1 algebraic loop(s).
Found algebraic loop containing block(s):
'turbinaap/TV AP/Fcn5'
'turbinaap/TV AP/Fcn13' (algebraic variable)
```

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS
 y se obtienen los siguientes resultados: ®

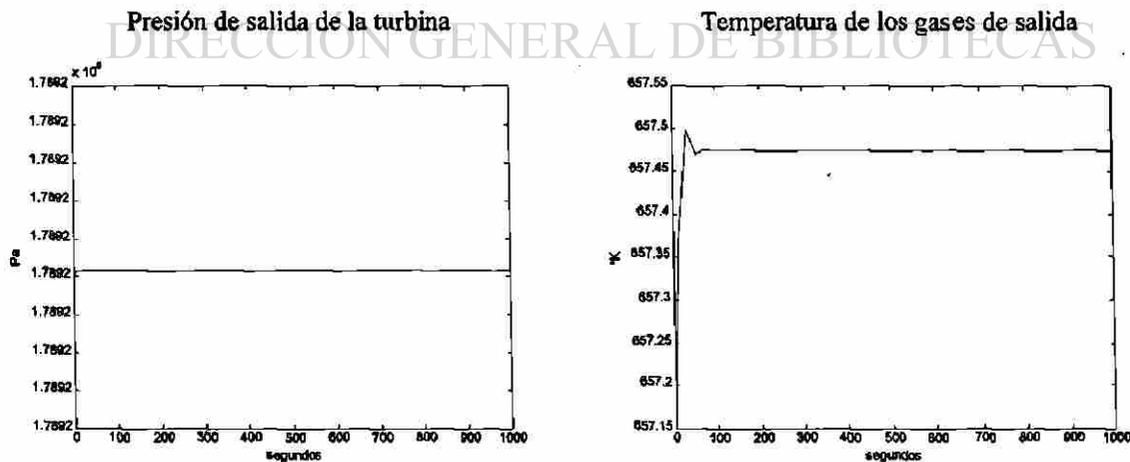


Fig. B.1 Simulación con lazo algebraico intacto.

Si se rompe el lazo algebraico, con un bloque de memoria y se grafica las mismas variables, se obtiene el siguiente resultado.

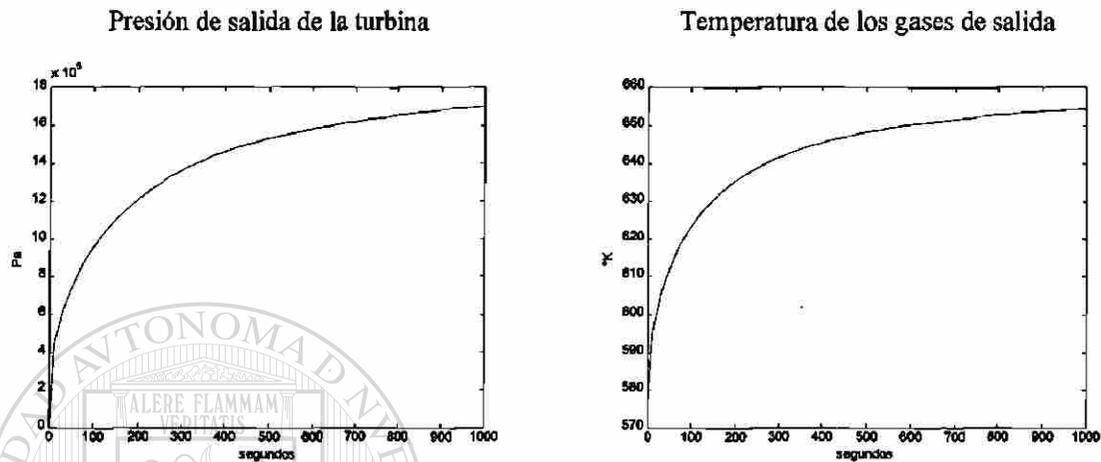


Fig. B.2 Simulación sin lazo algebraico, incluyendo bloque de memoria.

Como se puede observar, en el segundo procedimiento no aparece el mensaje de que existan lazos algebraicos en el modelo. El resultado final de la simulación se afecta considerablemente al introducir el bloque de memoria. Si a este bloque se le interconecta con otros bloques que también hayan sido modificados con un bloque de memoria, el error puede incrementarse a un nivel mucho mayor. Estos resultados ilustran que no siempre se puede solucionar el problema de lazos algebraicos con el uso de bloques de memoria.

APÉNDICE C

DIMENSIONAMIENTO Y PARÁMETROS DE LOS MODELOS EMPLEADOS

Para las simulaciones realizadas a lo largo de este trabajo, se emplearon ciertos parámetros para los modelos, algunos de los cuales no están relacionados directamente con una unidad de vapor industrial existente. Estos parámetros no se encuentran con facilidad en la literatura abierta o no se tienen disponibles. Sin embargo, esto no se debe de ver como una limitante, sino como un área de oportunidad para la medición, el monitoreo y la identificación de parámetros. Actualmente debido a los desarrollos en diversas áreas de la técnica electrónica, el procesamiento de señales y control se cuenta con las herramientas necesarias para llevar a cabo este tipo de tareas tanto en software, hardware, transductores, procesadores, interfases, etc.

Para los estudios presentados se tomaron los parámetros de [1]. En esta referencia se menciona que la capacidad de los elementos se estableció con base a datos disponibles de una caldera particular [37, 38] y la capacidad del resto de los componentes la establecieron los autores [1] para que concordaran con la capacidad de la caldera.

Para la operación de estado estable, los parámetros son los siguientes:

Caldera

VARIABLES DE ESTADO	=	15
Flujo másico de combustible al horno	≈	14 kg/s
Presión del vapor a la salida del supercalentador	≈	5.2 MPa
Temperatura del vapor del supercalentador	≈	715 °K
Flujo másico del vapor en el supercalentador	≈	12 kg/s
Presión del vapor a la salida del recalentador	≈	1.3 MPa
Temperatura del vapor del recalentador	≈	734 °K

Turbina de vapor

VARIABLES DE ESTADO	=	6
Potencia mecánica total entregada	≈	10.5 MW
Potencia mecánica aportada por la sección AP	≈	20.7 % (P_{TOTAL})
Presión del vapor a la salida de la sección AP	≈	1.74 MPa
Temperatura del vapor a la salida de la sección AP	≈	640 °K
Potencia mecánica aportada por la sección PI	≈	11.3 % (P_{TOTAL})
Presión del vapor a la salida de la sección PI	≈	0.77 MPa
Temperatura del vapor a la salida de la sección PI	≈	690 °K
Potencia mecánica aportada por la sección BP	≈	68.0 % (P_{TOTAL})
Presión de vapor a la salida de la sección de BP	≈	26.1 kPa
Temperatura del vapor a la salida del la sección de BP	≈	406 °K

Bloque de generación con turbina de gas (GTG)

VARIABLES DE ESTADO	=	2
Potencia mecánica entregada por la turbina	≈	26 MW
Gases de salida de la turbina de gas	≈	48 kg/s
Temperatura de salida de los gases	≈	900 °K
Flujo másico de aire a la entrada del compresor	≈	46.2 kg/s
Relación de compresión	=	10:1

Condensador

VARIABLES DE ESTADO	=	6
Presión del condensado	≈	4800 Pa
Flujo másico del condensado	≈	10.5 kg/s
Temperatura del condensado	≈	390 °K

Carga térmica

Variables de estado	=	3
Temperatura mínima de referencia	=	273.15 °K

Orden de una planta de cogeneración de ciclo combinado

Orden de la caldera	=	15
Orden de la turbina de vapor	=	6
Orden del bloque GTG	=	2
Orden del condensador	=	6
Orden del desaerador	=	2
Orden del economizador	=	4
Orden de la carga térmica	=	3
Total	=	38

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



APÉNDICE D

GLOSARIO

Ciclo termodinámico

Un ciclo termodinámico es una secuencia de procesos que comienza y termina en el mismo estado. Al finalizar el ciclo todas las propiedades del sistema tienen los mismos valores que cuando el proceso inició. Consecuentemente, a lo largo del ciclo el sistema no experimenta un cambio neto de estado.

Entalpía

En los análisis termodinámicos aparece la suma de la energía interna U con el producto de la presión p y el volumen V . A esta suma se le da el nombre de entalpía, y se denota por el símbolo H . Por definición:

$$H = U + pV \quad (\text{G.1})$$

Debido a que U , p , y V son propiedades, entonces la combinación también es una propiedad. La entalpía también puede ser expresada en unidades de masa:

$$h = u + p v \quad (\text{G.2})$$

Las unidades de la entalpía son las mismas que las de la energía interna. Para este trabajo se utiliza el sistema internacional por lo tanto la entalpía está dada en J/kg.

Entropía

No existe una definición precisa de lo que es la entropía; sin embargo, la entropía puede verse como una medida de desorden molecular, o aleatoriedad molecular. Es decir, que a medida que un sistema se hace más desordenado, la posición de las moléculas se hace menos

predecible y su entropía se incrementa. Por esta razón la entropía de una sustancia en su fase sólida es mucho menor que en su fase gaseosa, ya que en la fase sólida las moléculas de la sustancia oscilan continuamente alrededor de su punto de equilibrio y no pueden tener un movimiento relativo entre ellas. Por esta razón su posición en cada momento puede ser establecida con alta precisión. Sin embargo, en la fase gaseosa las moléculas se mueven aleatoriamente chocando entre ellas y cambiando de dirección, siendo extremadamente difícil el conocer el estado del sistema en cualquier momento. A este caos molecular se le asocia una alta entropía.

Estado

La palabra estado se refiere a la condición de un sistema para ser descrito con sus propiedades. Debido a que existen relaciones entre las distintas propiedades del sistema, el estado frecuentemente puede ser especificado proveyendo los valores de un subconjunto de propiedades. Todas las demás propiedades pueden ser determinadas a partir de este subconjunto. Se dice que un sistema está en estado estable si ninguna de sus propiedades cambia con el tiempo.

Estequiométrico

Cuando se habla de aire, se dice que el aire estequiométrico es la mínima cantidad de aire requerido para una combustión completa, también se le llama aire teórico. Si se está hablando del proceso de combustión, se refiere al proceso de combustión ideal durante el cual el combustible es quemado completamente con aire teórico, y también se le llama combustión teórica de un combustible.

Isoentrópico

Proceso en el cual la entropía permanece constante. Es decir, que $\Delta s = 0$, o $s_1 = s_2$.

Pared adiabática

Una pared adiabática es un aislante ideal que evita que dos cuerpos interactúen térmicamente.

Proceso

Cuando cualquiera de las propiedades de un sistema cambia, el estado cambia, y se dice que el sistema está pasando por un proceso.

Proceso adiabático

Cuando un sistema sufre un proceso en el cual el sistema está encapsulado en una pared adiabática se dice que es un proceso adiabático.

Proceso politrópico

Durante la expansión y la compresión de los gases, la presión y el volumen se relacionan por medio de la ecuación: $p V^n = C$, donde C es una constante y n depende del proceso particular. A un proceso de esta naturaleza se le llama proceso politrópico. Es decir, es un proceso en el cual la relación entre presión y volumen se mantiene constante.

Propiedad

Una propiedad es una característica macroscópica de un sistema tal como la masa, el volumen, la energía, la presión y la temperatura; a la cual se le pueden asignar valores numéricos sin necesidad de conocer la “historia” del sistema.

NOMENCLATURA

<i>A</i>	area (m^2)
c_p	calor específico a presión constante ($J/(kg \text{ } ^\circ K)$)
c_v	calor específico a volumen constante ($J/(kg \text{ } ^\circ K)$)
m_a	índice politrópico (adimensional)
<i>F</i>	fuerza (N)
<i>g</i>	aceleración de la gravedad (9.807 m/s^2)
<i>H</i>	entalpía ($H = U + pV$) (J)
<i>h</i>	entalpía específica ($h = u + pv$) (J / kg)
γ	relación de calores específicos, (c_p / c_v)
<i>m</i>	masa (kg)
<i>w</i>	flujo másico (kg / s)
η_{ac}	eficiencia politrópica del compresor, turbinas y toberas.
η	eficiencia térmica, (trabajo neto / entrada calorífica)
<i>p</i>	presión (Pa)
Pa	Pascal (N / m^2)
<i>P</i>	potencia (W)
<i>Q</i>	flujo calorífico (J / s)
<i>R</i>	constante de los gases ideales ($J / (kg \text{ } ^\circ K)$)
<i>s</i>	entropía específica ($J / (kg \text{ } ^\circ K)$)
<i>T</i>	temperatura ($^\circ K$)
$^\circ K$	grados Kelvin
<i>U</i>	energía interna (J)
<i>u</i>	energía interna específica (J / kg)
<i>V</i>	volumen (m^3)
<i>v</i>	volumen específico (m^3 / kg)
v_d	flujo volumétrico (m^3 / s)
<i>H</i>	coeficiente de transferencia de calor ($J / (s \text{ } ^\circ K \text{ } m^2)$)
<i>r</i>	radio (m)
ρ	densidad (kg / m^3)

