



UNIVERSIDAD VERACRUZANA

INSTITUTO DE INGENIERIA

**CONTROL AUTOMATICO DE UNA PLANTA
ELECTRICA ALIMENTADA CON BIOGAS**



**TESIS
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERIA ELECTRICA
OPCION CONTROL**

**PRESENTA
ING. NUN PITALUA DIAZ**

H. VERACRUZ, VER.

SEPTIEMBRE 2000

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



UNIVERSIDAD VERACRUZANA
INSTITUTO DE INGENIERIA

H. Veracruz, Ver., a 06 de Julio de 2000
SI250/00

Al candidato al Grado:
ING. NUN PITALUA DIAZ
PRESENTE:

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Secretaría propuso el Dr. Enrique A. Morales González para que lo desarrolle como tesis, para obtener el Grado de Maestro en Ingeniería Eléctrica Opción Control

TEMA:

CONTROL AUTOMATICO DE UNA PLANTA ELECTRICA ALIMENTADA
CON BIOGAS.

- I.- Introducción
- II.- Planteamiento del Problema
- III.- Marco Teórico Conceptual
- IV.- Objetivos
- V.- Hipótesis
- VI.- Análisis
- VII.- Diseño y Simulaciones
- Conclusiones
- Bibliografía

Sin otro particular, me es grato quedar de Usted como su atento y seguro servidor.

ATENTAMENTE
"LIS DE VERACRUZ: ARTE, CIENCIA, LUZ"

M.I. ENRIQUE RODRIGUEZ MAGAÑA
SECRETARIO

EMG/mcm*.



FH Aachen, Weesbach-Institut, Ginsterweg 1,
D-52428 Jülich

Prof. Dr.-Ing.
Klaus Peter Dielmann
Ginsterweg 1
52428 Jülich
Telefon 02461-99-3020
Zentrale 02461-99-0
Fax 02461-99-3288
e-mail
dielmann@fh-aachen.de

To whom it may concern



Datum 04.02.00

This is to certify that the student **Nun Pitalúa Díaz**, born on 1st of August, 1972, has performed an internship for research within his master thesis project in the University of Applied Sciences Aachen (department Weesbach-Institut) from the 19th of January, 1999 to the 14th of January, 2000.


His field of work was the design of control systems for a new type of steam turbine plant that has been investigated at the Institute. He developed a system model for the plant, implemented it in the software Matlab Simulink and designed a supervisory controller.

Mr. Pitalúa showed good performance in his work and worked in into fields of engineering that were outside his field of studies. We want to emphasise the strong commitment he revealed to achieve his scientific objective.

His good level of English allowed him to communicate with the team members at the institute and to understand well the English literature of the field. During his stay, he also learned German and attained a level that was useful for everyday and technical communication.

We thank him for the work he did and give him the best wishes for his Master studies and his further professional and private life.

Jülich, 4 February, 2000


Prof. Dr.-Ing. Klaus Peter Dielmann

Tesis de Maestría

Instituto de Ingeniería,
Universidad Veracruzana

DEDICATORIAS

Al Señor

Por ayudarme y sostenerme todo el tiempo.



**El temor de Dios es el
principio de la sabiduría,
y el conocimiento del
Santísimo es la inteligencia**

Proverbios 9:10

Al Ing. Enrique Lera García

Con cariño y respeto por brindarme todo el momento que me ha brindado.

RECONOCIMIENTOS

Al Dr. Enrique Morales Gonzales

Base primordial para el desarrollo de esta tesis, cuya enseñanza y confianza son de gran valía para mi.

Al Dr. Apostolos Neskakis y al Dipl.-Ing. Volker Horstman

Por su incondicional apoyo y amistad para la realización de este proyecto

A mis Sinodales:

M.C. Enrique Ladrón de Guevara Durán

Dr. Vicente Díaz de León Santiago

Por asesorarme con sus acertados consejos y observaciones que contribuyeron en el mejoramiento del presente trabajo.

Al M.I. Enrique Rodríguez Magaña

Por las amables atenciones y sugerencias durante mi estancia en el instituto

Mis mas sinceros agradecimientos a las siguientes personas:

Ing. Guillermo Hermida Saba

M.C. Fanny Fuentes Sansores

M.I. Alberto P. Lorandi Medina

Ing. Felipe Daniel Velasco Flores

Lic. Natividad Aja Ramirez

Lic. Liliana Zamora Hernández

M.C. Abigail Zamora Hernández

y demás apreciados maestros

Con mi admiración y respeto por las sabias enseñanzas que me guiaron para el desarrollo de este trabajo.

ÍNDICE GENERAL

	Página
PREFACIO	1
I. INTRODUCCIÓN	2
II. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	4
III. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL	5
3.1 Plantas eléctricas	5
3.2 Biogás	7
3.2.1 Teoría	7
3.2.2 Fases del biogás proveniente de depósitos de basura	8
3.2.3 Importancia del biogás en el efecto invernadero	10
3.2.4 Ventajas y desventajas del biogás	11
3.3 Ciclo Rankine	12
3.3.1 Teoría	12
3.3.2 Componentes	13
3.4 Bomba	13
3.5 Caldera o generador de vapor	15
3.5.1 Teoría	15
3.5.2 Accesorios de la caldera	18
3.6 Turbina	21
3.6.1 Teoría	21
3.6.2 Diseños de las turbinas de vapor	25

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

	Página
3.6.3 Sistemas de protección de la turbina de vapor	27
3.6.4 Ventajas y desventajas de la turbina de vapor	28
3.7 Condensador	29
3.8 Diagrama en base al Ciclo Rankine	31
3.9 Generador síncrono	33
3.9.1 Teoría	33
3.9.2 Función del generador en una planta eléctrica	36
3.9.3 Sistemas de apoyo para el generador	36
3.9.4 Componentes principales	37
3.10 Transformador	38
3.11 Controladores automáticos	38
3.11.1 Teoría	38
3.11.2 Elaboración de controladores PID mediante reglas de Ziegler-Nichols	44
3.11.3 Reglas de Chien, Hrones y Reswick para construcción de controladores	48
IV. OBJETIVOS	49
V. HIPÓTESIS	50
VI. ANÁLISIS	51
6.1 Modelos dinámicos de los componentes de la planta	51
6.1.1 Caldera	51
6.1.2 Válvula gobernadora	57
6.1.3 Turbina de vapor	58
6.1.4 Condensador	62

	Página
6.1.5 Generador síncrono	73
VII. DISEÑO Y SIMULACIONES	81
7.1 Diseño del sistema de control de la planta eléctrica	81
7.1.1 Modelo integrado	81
7.1.2 Diseño del sistema de control para la presión interna y flujo másico de vapor	82
7.1.3 Diseño del sistema de control de enfriamiento para el condensador	93
7.1.4 Sistema de supervisión y protección del proceso	99
7.2 Pruebas y mejoramiento del diseño propuesto	102
7.2.1 Simulaciones del proceso controlado	102
7.2.2 Mejoramiento del sistema de control de enfriamiento	104
CONCLUSIONES	106
BIBLIOGRAFÍA	107
APÉNDICE A	110
APÉNDICE B	114
APÉNDICE C	117
ÍNDICE DE FIGURAS	118
ÍNDICE DE TABLAS	122

PREFACIO

En todo proceso es indispensable analizar y diseñar sistemas de control para asegurar un buen funcionamiento y prevenir las fallas que puedan presentarse.

Lo anterior fomenta la búsqueda continua de nuevas técnicas y mejoras en el diseño de controladores automáticos reflejándose de igual manera en los programas computacionales de simulación.

El presente trabajo estudia y modela una central eléctrica de biogás cuyo análisis fue desarrollado en el departamento Weesbach Institut perteneciente a la Universidad Fachhochschule (FH) Aachen división Jülich en el país de Alemania.

Se diseñan también diversos sistemas de control que garantizan el adecuado funcionamiento de la planta eléctrica en cuestión. La elaboración de los controladores se realizan en base a las reglas de Chien, Hrones y Reswick que forman parte de la teoría clásica de control y que representan un mejoramiento del método tradicional de Ziegler y Nichols.

El desempeño del proceso modelado es examinado mediante un software para la simulación de sistemas térmicos y de control generando múltiples gráficas que respaldan la efectividad de los diseños propuestos, lo cual permite una buena apreciación del óptimo funcionamiento del modelo.

Para finalizar se desea que el contenido de esta obra sea un material de apoyo en futuras decisiones referente al análisis y diseño de plantas eléctricas.

I. INTRODUCCIÓN

En la actualidad todo proceso industrial o de cualquier otro tipo que involucre un gran número de parámetros debe tener un sistema que proteja y supervise su óptimo funcionamiento.

Entendemos por sistema a la combinación de componentes que actúan conjuntamente para alcanzar un objetivo específico, dichos componentes necesitan, además de trabajar en conjunto, un medio que les permita saber cuando aplicar una acción determinada al presentarse un problema en el proceso.

La teoría de control clásica y moderna es el medio que proporciona las bases necesarias para el análisis y diseño de sistemas que a través de controladores puedan ejercer la acción necesaria en el momento de presentarse el problema (sistemas de control).

Para establecer acciones de protección y supervisión en procesos industriales se debe monitorear a la variable o variables más indicativas de una falla potencial, de tal forma que, si se identifican determinadas tendencias o valores con suficiente anticipación, se tomen acciones automáticas o manuales para eliminar, o por lo menos reducir las fallas en progreso.

Un sistema de protección es un conjunto de instrumentos y dispositivos cuyo objetivo primario es detectar la presencia de condiciones no deseables, que puedan poner en peligro la integridad, no sólo de la planta o proceso, sino del personal que lo opera iniciando una secuencia de procedimientos con el fin de poner fuera de servicio el equipo.

Un sistema de supervisión es también un conjunto de instrumentos y dispositivos, con la función de detectar, medir, indicar, informar y en algunos casos

registrar y almacenar la información pertinente para la operación segura de un equipo crítico.

Como se establece en el prefacio, la presente tesis se enfoca en el análisis y diseño de un tipo específico de planta eléctrica de biogás cuya capacidad generadora es de 500 kVA.

Se establece como objetivo principal de este trabajo el control automático de la planta en estudio, aplicando acciones de protección y supervisión cuando sean necesarias. Lo anterior se realizará a través de un programa de simulación por computadora. Por tal motivo el planteamiento del problema en el capítulo II analiza los requerimientos que debemos satisfacer para lograr un adecuado diseño y control de la planta eléctrica.

El marco teórico conceptual se presenta en el capítulo III para tener una clara idea de las partes que componen a la planta, así como un análisis del estado del arte de los controladores industriales.

El capítulo IV analiza los objetivos específicos que se pueden derivar del objetivo principal antes mencionado.

Las diversas hipótesis mencionadas en el capítulo V serán validadas por los análisis, diseños y simulaciones contemplados en los capítulos VI y VII.

Se presenta al término de los capítulos anteriores las conclusiones que expresan de manera directa los alcances de la investigación realizada.

La parte final esta integrada por una vasta bibliografía la cual se complementa por direcciones electrónicas en Internet; además se integran los diversos apéndices e índices de figuras y tablas, que ayudan a comprender el presente trabajo.

II. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Para un adecuado control en una planta cualquiera es necesario la implantación de controladores que aseguran a mantener su funcionamiento dentro de parámetros pre-establecidos.

La planta eléctrica en análisis tiene como requerimientos principales el óptimo funcionamiento de:

1. La presión y flujo másico de vapor generados en la caldera
2. La apertura en la válvula gobernadora
3. El sistema de enfriamiento en el condensador

Lo anterior se debe a que la planta eléctrica tiene como elemento de combustión al biogás, el cual está contenido en un terraplén con reserva de 2 años; de tal manera que en este caso particular la potencia no es el parámetro a controlar puesto que tendrá que cambiar dependiendo de la cantidad de biogás generada por dicho terraplén y no se podrá demandar más de lo que se encuentre para la generación de una potencia constante. El apéndice A muestra el diagrama esquemático de las partes que componen a la planta eléctrica, así como su representación gráfica.

Por lo tanto habrá que proponer, diseñar y probar controladores que cumplan satisfactoriamente con las especificaciones ya establecidas.

Cabe aclarar que para la elaboración de los controladores contenidos en esta tesis, se toma por establecido que tanto caldera, turbina de vapor y generador síncrono contienen dentro de sus modelos dinámicos los sistemas de protección que aseguran su adecuado funcionamiento.

III. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL

3.1 Plantas Eléctricas

La mayoría de las plantas de energía son plantas termoeléctricas las cuales queman combustible para producir calor. Esa energía calorífica es usada para generar vapor, el cual se lleva a la turbina con alta presión. La flecha de la turbina se encuentra conectada a un turbogenerador que transforma la energía del giro mecánico en electricidad. La figura 3-1 muestra las partes principales que componen una central eléctrica de gran potencia.

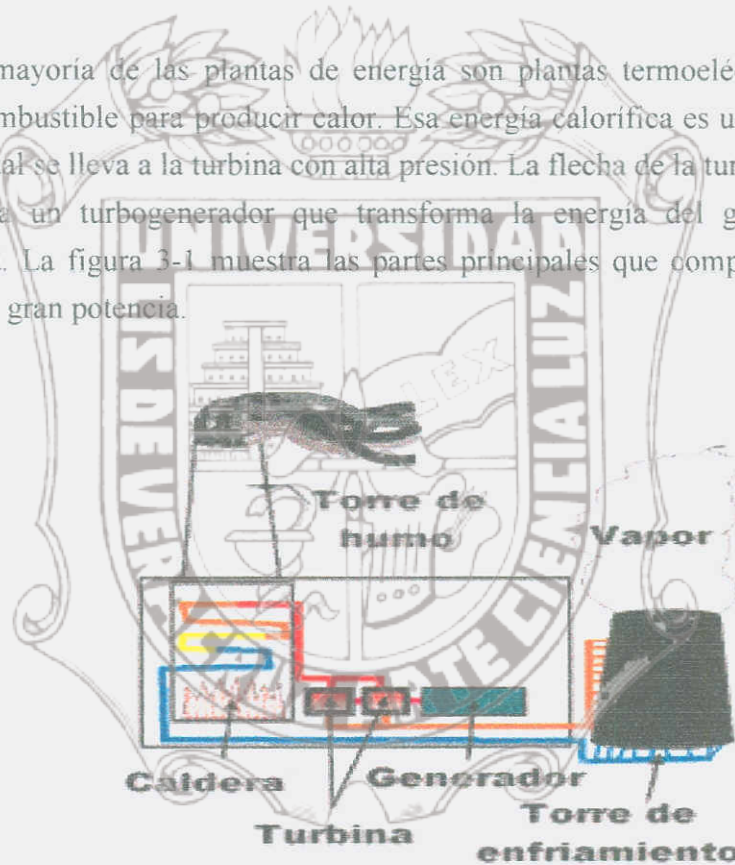


Figura 3-1 Planta eléctrica

Los combustibles utilizados en la mayoría de las calderas para producir calor son gas natural, carbón, petróleo o madera. Por encima de este fuego producido en la caldera existen una serie de conductos con agua circulando a través de ellos. La energía calorífica se conduce dentro de los conductos de metal, calentando el agua hasta que ésta alcanza altas temperaturas y se convierte en vapor. Dependerá de la

presión la conversión de agua en vapor. El vapor (línea roja en figura 3-1) es transportado hacia las turbinas con alta presión.

La turbina tiene muchos álabes los cuales son diseñados para que exista el mínimo de pérdidas cuando el flujo de vapor circula a través de ellos. Cuando el vapor impacta contra los álabes estos giran una flecha la cual está atornillada con el fondo de estos.

Después de que el vapor circula a través de la turbina, se dirige a un condensador (línea naranja) donde se enfría, al suceder esto se convierte otra vez en agua. En las torres de enfriamiento el agua caliente proveniente del condensador entra en contacto con el aire frío que circula en dicha torre, algo de este aire se calienta y parte del agua se evapora, siendo expulsado el aire húmedo hacia el exterior. Éste, no es el mismo vapor que es utilizado en la turbina.

El procedimiento enfría el agua para luego regresarla a la caldera (línea azul), donde es calentada de nuevo; repitiéndose el proceso.

Algunas plantas eléctricas usan energía nuclear como fuente de calor para un proceso de vapor.

La planta en estudio utiliza el biogás como fuente generadora de calor para la producción de vapor, teniendo como partes principales los siguientes componentes:

- Bomba
 - Caldera
 - Turbina
 - Condensador
 - Generador síncrono
 - Transformador
- } Los cuales forman parte del ciclo Rankine

Lo anterior se analizará a continuación:

3.2 Biogás

3.2.1 Teoría

La conversión de materia orgánica en alguna forma gaseosa tiene muchas ventajas, ya que la transformación por calentamiento de un combustible de bajo grado en gas, puede realizarse en lugares cercanos a un bajo costo. Biogás es un ejemplo de un gas de bajo grado el cual se produce a través de la digestión anaeróbica de basura dentro de un relleno de tierra (terraplén), estiércol u otra materia prima para la fermentación bacteriana. En pocas palabras biogás es la descomposición de compuestos orgánicos en un gas de combustión.

Este gas puede ser usado para producir energía eléctrica o directamente en sistemas de combustión para el calentamiento ambiental y la producción de agua caliente.

Biogás es una mezcla de gases, el cual está compuesto mayormente por los siguientes compuestos:

- ◆ Metano (CH_4): vol. de 40%-70%
- ◆ Dióxido de carbono (CO_2): vol. de 30%-60%
- ◆ Otros gases: vol. de 1%-5%
- ◆ Incluyendo
 - hidrógeno (H_2): vol. de 0%-1%
 - hidrógeno sulfúrico (H_2S): vol de 0%-3%

En principio, todos los materiales orgánicos pueden ser fermentados o digeridos. Sin embargo, solamente substratos homogéneos y líquidos pueden ser considerados para plantas simples de biogás (heces y orina del ganado de vacas, puercos y posiblemente de aves de corral, además de aguas residuales). Cuando se rellena la planta del material anterior , el excremento debe ser diluído con la misma

cantidad de líquido, la orina debe ser usada si es posible. Basura y aguas residuales provenientes de las fábricas procesadoras de alimentos son solamente convenientes para plantas simples si son homogéneas y de forma líquida. La figura 3-2 muestra las diferentes maneras en las cuales el biogás puede ser obtenido.

Para el proyecto en cuestión utilizaremos el biogás que es extraído de los depósitos de basura también llamados terraplén.

3.2.2 Fases del biogás proveniente de depósitos de basura

Los grandes tratamientos de basura en terraplenes domésticos se fundamentan en materia orgánica (grasa, papel, desperdicio vegetal, etc.). Poco tiempo después de haberse depositado la materia orgánica, las bacterias empiezan el proceso de biodegradación. Ésta descomposición se realiza en 2 fases, empieza con la fase aeróbica seguida de la degradación anaeróbica.

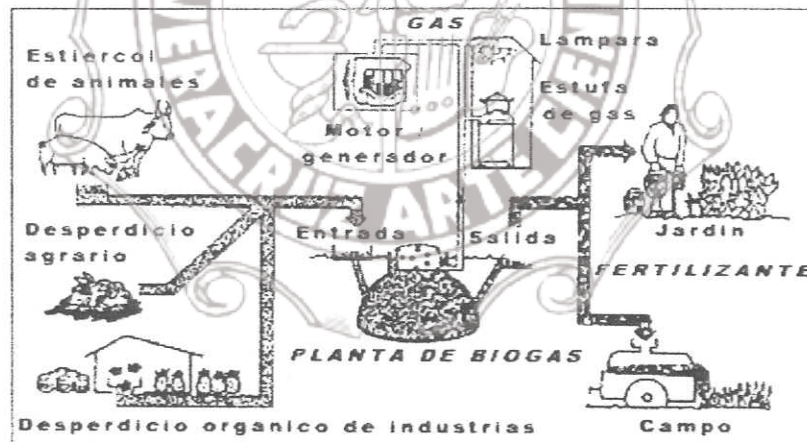


Figura 3-2 Configuración típica de un sistema de biogás

➤ Fase aeróbica.

La duración de esta fase puede tomar desde varias semanas hasta meses. En este periodo es realizada la aplicación de oxígeno a las bacterias, esto transforma

material orgánico en dióxido de carbono y agua. Durante este proceso el oxígeno encerrado es consumido.

➤ Fase anaeróbica.

El periodo de esta fase puede durar desde varios meses hasta décadas. En el principio el dióxido de carbono contenido se elevará rápidamente. El nitrógeno contenido dentro de la basura es gradualmente expulsado por la producción anaeróbica de gas.

Aparte del dióxido de carbono, también el hidrógeno es producido al comienzo de la fase anaeróbica. Ambos gases son transformados efectivamente a metano por la metano-génesis (bacterias produciendo metano).

Después de esto comienza una transición gradual por medio de la cual la fermentación del metano es estabilizada, teniendo como resultado la producción del típico biogás. El metano contenido en el biogás usualmente se sitúa entre un 49 y 54% donde el dióxido de carbono contenido fluctúa cerca del 45%. Los gases residuales (cloro fluoruro de carbono, hidrógeno y sulfuro de hidrógeno) forman el resto de las reservas de gas.

Para la planeación y dimensionamiento de una planta de biogás se debe estimar la producción de gas esperado. Por lo tanto se necesita una determinación matemática de las cantidades teóricas de gas.

La estimación de la cantidad de gas producido demanda un análisis preciso del depósito de basura promedio, porque la composición del desperdicio depositado difiere extremadamente en cada depósito de basura a tiempos distintos. Es conveniente considerar grandes porcentajes.

Se trata de compensar estas incertidumbres en cálculos con una sobrecarga segura. Para los cálculos se necesita un pronóstico que considere el proceso ocurrido

dentro del depósito de basura, los cuales deben ser expresados en la siguiente ecuación matemática:

$$G_t = G_e * (1 - 10^{-kt}) \quad (\text{Ec. 3.1})$$

G_t = La cantidad de gas creado en un cierto tiempo t (m^3/t de desperdicio).

G_e = El biogás creado en periodos largos de tiempo (m^3/t de desperdicio).

k = Factor de biodegradación.

“ k ” tiene valores comunes desde 0.025 hasta 0.05! (descomposición del 75% de la sustancia orgánica de 12 a 24 años).

Mediciones en depósitos de basura resultaron valores de “ k ” de 0.034 a 0.04.

t = Tiempo en años.

El curso del tiempo es siempre calculado en base al número de años-1; porque la producción de gas no empieza hasta 1 año después del depósito de la basura.

Como es difícil saber una composición promedio de la basura para el tiempo en que un terraplén se llena, la cantidad y composición reales del gas solo puede ser determinado por un experimento de extracción. Después de realizar esto será posible dimensionar una planta para el uso del gas.

3.2.3 Importancia del biogás en el efecto invernadero

El efecto invernadero es causado por gases en la atmósfera, mayormente dióxido de carbono (CO_2), que permiten a la onda de radiación corta del sol alcanzar la superficie terrestre mientras que ellos absorben en un alto grado la onda larga de radiación calorífica proveniente de la superficie de la tierra y de la atmósfera. Debido al “efecto natural de invernadero” de la atmósfera de la tierra, la temperatura promedio sobre la tierra es de 15°C y no menos de 18°C .

El incremento de los llamados “gases de invernadero” que también incluyen metano, ozono, óxido nitroso, etc., causan un incremento en la temperatura de la tierra.

Hasta ahora, los instrumentos utilizados para reducir el efecto invernadero consideran como condición primaria la reducción de emisiones de CO₂, debido a las grandes proporciones que existen en la atmósfera; sin embargo, otros gases que aparentemente se extienden de una manera no muy significativa, causan más daño al clima. Metano no es solamente el segundo más importante gas del efecto invernadero (contribuye con el 20%, mientras que el dióxido de carbono causa el 62%) sino que tiene un mayor potencial de calentamiento global (25 veces) en comparación con el dióxido de carbono.

Con la digestión anaeróbica, una fuente de energía renovable es capturada, la cual tiene un efecto climático gemelo:

1. El uso de energía renovable reduce las emisiones de CO₂ a través de una reducción en la demanda de combustibles fósiles.
2. Al mismo tiempo la captación de emisiones incontrolables de metano, producen una reducción en éste.

3.2.4 Ventajas y desventajas del biogás

Biogás es un combustible limpio que existe porque tiene pocas impurezas y sus desperdicios gaseosos son pocos, con tecnología adecuada genera menos contaminación que otras combustiones.

El hecho de que tiene pequeñas cantidades detectables de azufre impone ciertas limitaciones para su uso dentro de una maquinaria de gas para producir electricidad, porque el azufre es altamente corrosivo y daña frecuentemente la maquinaria.

Biogás es útil solamente en casos donde la producción de desechos es muy alta.

3.3 Ciclo Rankine

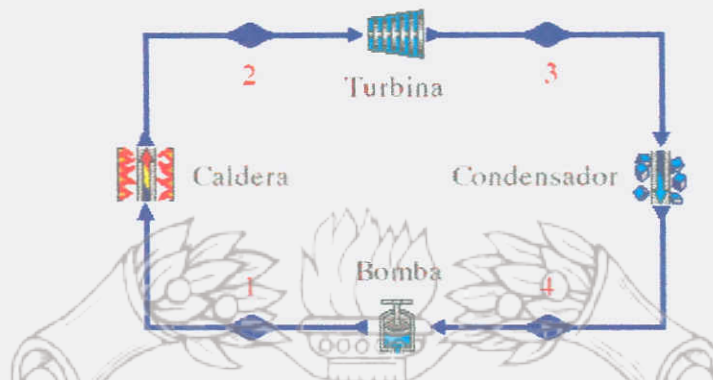


Figura 3-3 Ciclo Rankine

3.3.1 Teoría

La figura 3-3 representa la teoría del ciclo de vapor ideal o ciclo Rankine. En este ciclo el fluido activo es alternativamente vaporizado y condensado. Primero el fluido (agua en este caso) es bombeado a la presión necesaria, luego éste es calentado y vaporizado dentro de la caldera por combustible flamable. Después de haber alcanzado este vapor el estado deseado, le es permitido expandirse dentro de la turbina produciendo trabajo. La energía mecánica resultante, alimentará al generador y éste producirá energía eléctrica. Finalmente cuando el vapor ha perdido la mayor parte de su habilidad para producir trabajo, es tomado desde la turbina y convertido nuevamente en estado líquido por el condensador, completándose el ciclo.

3.3.2 Componentes

En base a la explicación anterior se observa que el Ciclo Rankine se compone de 4 elementos:

1. Bomba (Entrada de energía mecánica)
2. Caldera (Calor de entrada)
3. Turbina (Salida de energía mecánica)
4. Condensador (Rechazo de calor)

En las siguientes secciones se analizarán estos componentes como sistemas abiertos con flujo estacionario, en base a la siguiente ecuación general:

$$q - w = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

donde

- q = Transferencia de calor por unidad de masa.
- w = Transferencia de trabajo por unidad de masa.
- h = Entalpía.
- C = Velocidad.
- z = Altura.
- g = Constante de gravedad.

3.4 Bomba



Figura 3-4 Bomba

En la bomba (figura anterior) el trabajo se realiza sobre el fluido para aumentar su presión. En este caso un rotor con aspas manejado por una fuente externa es el que realiza el trabajo sobre el fluido y lo acelera. La velocidad es entonces reducida dentro de un juego de dispersores a un valor aproximado del que tenía a la entrada del compresor, aumentándose la presión. La ecuación entonces será:

$$\Delta h = (h_1 - h_4) \quad (\text{Ec. 3.3})$$

se aprecia en esta ecuación la diferencias de entalpías¹ (donde $h = \text{kJ/kg}$), las cuales están numeradas de acuerdo a la posición de la bomba en la figura 3-3.

Si el flujo másico (\dot{m}) es, kg/s, la ecuación se escribe como:

$$W = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (\text{Ec. 3.4})$$

siendo W el trabajo hecho por segundo, pero en este caso W es positiva porque el trabajo es hecho sobre el sistema y $h_1 > h_4$.

Modelada la bomba como isotrópica² y para un fluido que no es compresible, tendremos:

$$W_{\text{bomba}} = \dot{V}(p_1 - p_4) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

donde \dot{V} es el flujo volumétrico en $\text{m}^3/\text{seg.}$ y p es la presión en bares.

Los análisis siguientes se harán de acuerdo a la posición de cada uno de los componentes en la figura 3-3, teniendo sus entalpías la numeración que les corresponde.

¹ Entalpía es una propiedad del sistema, cuyos cambios entre un estado y otro son iguales a la cantidad de interacción de calor; a una presión constante requerida para generar dichos cambios.

² Isotropía es un proceso adiabático reversible. Un proceso adiabático es aquel proceso que se realiza con ausencia de interacciones de calor.

3.5 Caldera o generador de vapor

3.5.1 Teoría

Son instalaciones industriales que aplicando el calor de un combustible sólido, líquido o gaseoso, vaporizan el agua para aplicaciones en la industria. Las calderas tienen como antecedente la Eolipila de Herón (120 a.C.)

Dentro de los diferentes tipos de calderas se han construido para tracción, las cuales han sido utilizadas en locomotoras para trenes.

Una caldera multi-humotubular (figura 3-5) contiene un haz tubular amovible, que está preparada para quemar carbón y lignitio. El humo (es decir los gases de combustión caliente) atraviesa por el interior de los tubos.

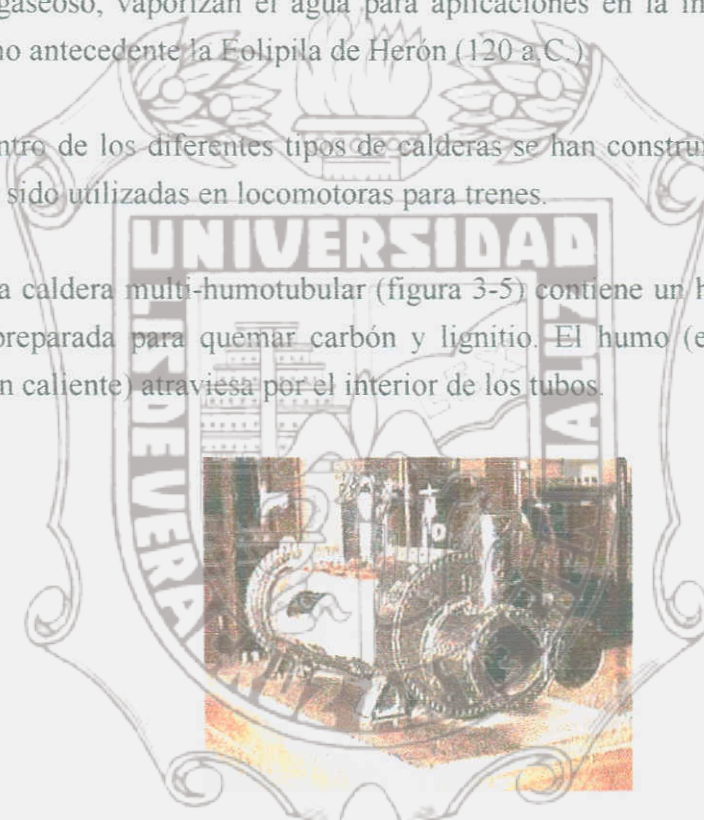


Figura 3-5 Caldera tipo locomóvil

Las calderas acuotubulares (el agua está dentro de los tubos) son usadas en centrales eléctricas y otras instalaciones industriales, logrando con un menor diámetro y dimensiones totales una presión mayor.

Como se muestra en la figura 3-6 los tubos longitudinales interiores en estas calderas se emplean para aumentar la superficie de calefacción, y están inclinados para que el vapor al salir por la parte más alta a mayor temperatura, provoque un ingreso

natural del agua más fría por la parte más baja. Originalmente estaban diseñadas para quemar combustible sólido.

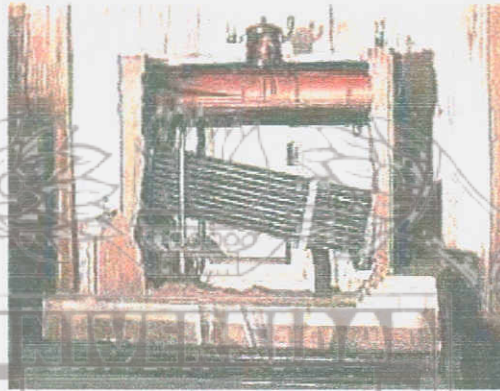


Figura 3-6 Caldera acuotubular

Se conoce como vapor de agua al fluido aeriforme o gaseoso que resulta de la vaporización del agua. La producción del vapor de agua depende de la correspondencia que exista entre dos de las características fundamentales del estado gaseoso, que son la presión y la temperatura. A cualquier presión entre los puntos triple y crítico del agua corresponde una temperatura de saturación que define el punto donde líquido y vapor coexisten en porciones y éstas son entre 0 y 100% .

En general los tubos son la parte principal de la caldera, y dos o tres accesorios llamados colectores, en donde se ubican las válvulas de seguridad, termómetros, tomas de vapor, entrada de agua, etc.

A lo largo de los últimos 50 años, el concepto sobre el que se basa el proyecto de los generadores de vapor, han sufrido cambios fundamentales como consecuencia de las innumerables investigaciones que permitieron conocer los procesos de la combustión, transmisión del calor, circulación del agua y de la mezcla agua-vapor y del acondicionamiento del agua de alimentación.

Las calderas se construyen en una amplia variedad de tamaños, disposiciones, capacidades, presiones, y para aplicaciones muy variadas. La figura 3-7 presenta un tipo de caldera, la cual se usa en procesos actuales.

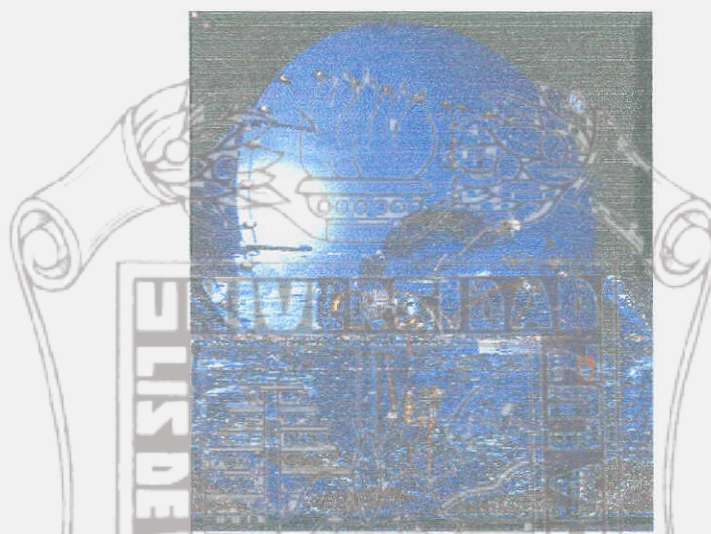


Figura 3-7 Caldera moderna utilizada para un sistema mayor

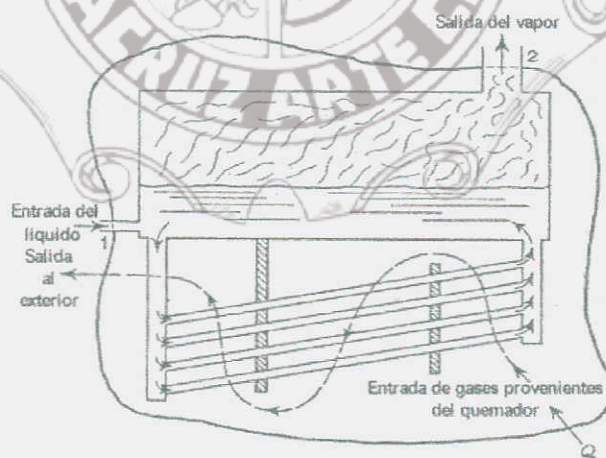


Figura 3-8 Funcionamiento interno de la caldera

La figura 3-8 ilustra el funcionamiento interno de una caldera, el fluido entra como líquido y sale como vapor a un rango constante. En este caso ningún trabajo es

hecho sobre o por fluido a través del sistema y así $W=0$. Las velocidades del fluido son usualmente lentas, así que la diferencia entre las energías cinéticas a la entrada y a la salida es insignificante comparada con los otros términos de la ecuación. La ecuación de energía de fluido estacionario para este sistema abierto se reduce a:

$$\Delta h = (h_2 - h_1) \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Si se produce un flujo másico \dot{m} [kg/s] entonces:

$$Q_{ent} = \dot{m}(h_2 + h_1) \quad (\text{Ec. 3.7})$$

donde Q es el calor requerido por segundo para producir una masa unitaria de vapor.

3.5.2 Accesorios de la caldera

3.5.2.1 Quemadores

El combustible en la caldera se introduce mediante dispositivos que reciben el nombre de quemadores. En ellos se mezcla el aire atmosférico (en realidad el oxígeno que forma parte del mismo) con el elemento que al quemarse producirá el calor, esto calentará al agua produciendo el vapor.

Los hay de muy variados tipos, en función del tipo de combustible primario que quema la caldera. Los más complicados son los quemadores para carbón, ya que previamente debe ser pulverizado a efectos de acelerar el quemado. Los de gas son simples en su concepción, resultando un buen quemado de alta limpieza.

La figura 3-9 muestra la forma en que el biogás es quemado, logrando así su calentamiento para fluir libremente hacia la caldera. Cabe recalcar que este procedimiento también eliminará las impurezas que hay en el biogás previniendo así cualquier problema que pueda surgir en la caldera por causa de ellas.

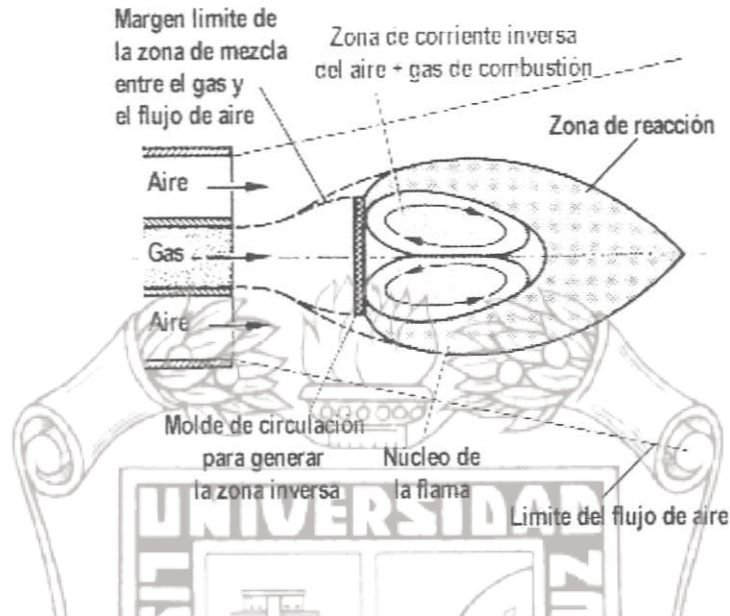


Figura 3-9 Quemador para biogás

3.5.2.2 Válvula gobernadora

La válvula gobernadora o de seguridad (figura 3-10) es un elemento obligatorio, impuesto por ley, que limita la presión máxima del vapor de la caldera. Como el sistema en análisis se encuentra en el país de Alemania cabe recalcar que dicha válvula se activará cuando la presión sea la presión máxima nominal más 10%.

Si bien puede haber varias colocadas en la misma instalación, por lo menos una de ellas debe ser tipo “a contrapeso”. El contrapeso se coloca a la distancia adecuada para que su “momento estático” equivalga al momento de la fuerza efectuada por el vapor contra la válvula. Si la fuerza ejercida por la presión del vapor crea un momento mayor que el contrapeso, entonces la válvula se abre, aliviando las fuerzas internas creadas por el vapor en la instalación.



Figura 3-10 Válvula de seguridad

3.5.2.3 Medición de vacío y de altas presiones

Dada la diversidad de las presiones empleadas en las instalaciones de las calderas y de los circuitos de vapor, se emplea variados aparatos de medición.

Uno de los más empleados fue el tipo Bourdon, el cual se muestra en la figura 3-11a; éste posee un tubo de sección oval aplastada (oblonga) y su perfil es de una forma parecida a un signo de interrogación (?). Cuando el vapor penetra en el tubo su presión lo hace enderezarse hasta que su resistencia elástica (reacción) sea igual a la fuerza del vapor (acción). El tubo debe ser de acero inoxidable, bronce fosforoso, etc.

El resorte antagónico está al sólo efecto de evitar que el juego mecánico interno se refleje en molestas oscilaciones de la aguja indicadora.

Para bajas presiones, es decir vacío, la disposición es similar, aunque lógicamente con otras resistencias mecánicas.

En la actualidad las diversas mediciones que se realizan en la caldera es a través de diversos sensores electrónicos y electromecánicos (figura 3-11b) cuya información recabada será finalmente procesada y almacenada por un microprocesador.

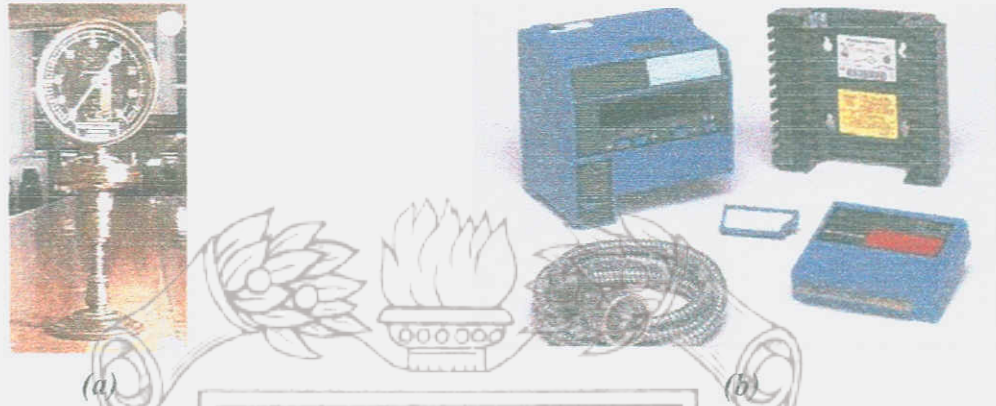


Figura 3-11 Dispositivos de medición en la caldera (modelo Bourdon y modelo actual controlado por microprocesador)

3.6 Turbina

3.6.1 Teoría

La máquina elemental de vapor fue inventada por Dionisio Papin en 1769 y desarrollada posteriormente por James Watt en 1776. Inicialmente fueron empleadas como máquinas para accionar bombas de agua de cilindros verticales. Ella fue la impulsora de la revolución industrial, la cual comenzó en ese siglo y continúa en el nuestro.

Se han utilizado máquinas de vapor alternativas de variada construcción durante muchos años como agente motor, pero han ido perdiendo gradualmente terreno frente a las turbinas. Entre sus desventajas encontramos la baja velocidad, el mayor peso por kW de potencia, necesidad de un mayor espacio para su instalación e inadaptabilidad para usar vapor a alta temperatura. Son por estas razones que las turbinas se han convertido en parte de la planta moderna de energía a principios de 1900, reemplazando a las máquinas de vapor como la opción primordial de movimiento.

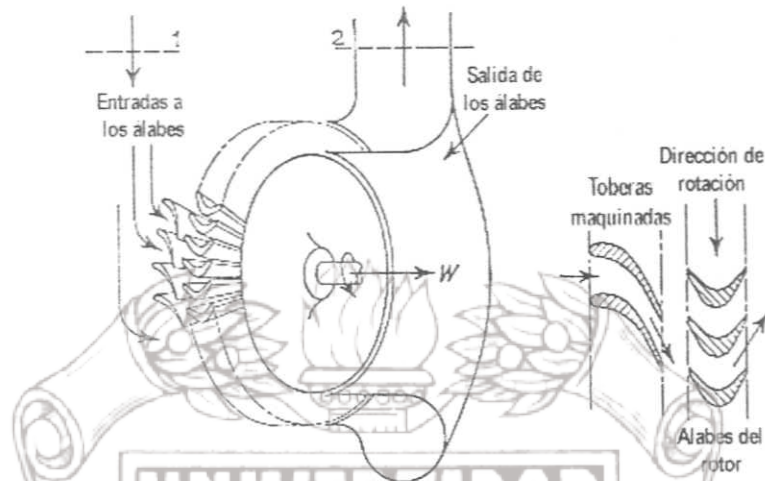


Figura 3-12 Turbina

La turbina es un medio para producir trabajo proveniente de un fluido expandido desde una alta presión a una baja presión. La figura 3-12 es un diagrama esquemático de un tipo de turbina. En resumen el fluido es acelerado y expandido en un juego de toberas maquinadas, teniendo como resultado que el fluido tenga una velocidad alta, entonces cambiará su dirección omitiendo una hilera de álabes con curvatura, los cuales están fijados al rotor. Una fuerza es ejercida sobre los álabes igual al rango de cambio de impulso del fluido y esto produce un torque en la flecha del rotor. En ese mismo momento la velocidad del fluido se reduce cerca del valor que ella tenía antes de entrar a las toberas. Como una primera aproximación la velocidad del fluido a la entrada y salida de la turbina puede asumirse como igual. Por tanto la ecuación 3.3 se tomará como adiabática para este caso, quedando:

$$W_{turbina} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Existen varios ejemplos en los cuales las turbinas se pueden utilizar, a continuación se mencionarán algunos:

- Maquinaria de aviones
- Aerogeneradores
- Plantas hidroeléctricas
- Plantas termoeléctricas (carbón, petróleo, gas o energía nuclear pueden ser los medios para producir vapor)

Los tipos más comunes de turbina en la industria son las turbinas de gas y las de vapor.

En las turbinas de gas se quema combustible en un quemador para que después el gas producido de esta incineración, fluya por turbogenerador, cediendo parte de su energía para producir energía mecánica.

En las turbinas de vapor la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional.

La turbina de gas usa como combustible el gas natural, la turbina de vapor podrá utilizar diversos tipos de combustible para la generación de vapor.

El estudio de esta tesis se concentrará en la turbina de vapor, que se describirá a continuación:

En este tipo de turbina, el vapor se expande usando una tobera y como consecuencia la temperatura cae, descendiendo así la energía interna. Obedeciendo a la ley de la conservación de energía, debe haber un correspondiente incremento en la energía cinética de las partículas de vapor. Una porción larga de esta energía cinética es transferida a los álabes del rotor, de esta manera se produce trabajo.

Puesto que hay diferentes diseños para calderas, también hay diferentes diseños para turbinas. La mayor presión de vapor, temperatura, velocidades de gasto, extracciones, varios recalentamientos y si es condensado o no condensado el vapor afecta al diseño de la turbina.

Aparte de las diferencias en tamaño y la cantidad de energía que es convertida, existen también otras importantes diferencias:



Figura 3-13 Tipos de turbinas de vapor para los diferentes flujos

Las turbinas de vapor pueden ser de flujo axial o de flujo radial. En una turbina de flujo axial (figura 3-13a), el fluido se mueve a lo largo del eje o flecha de la turbina, logrando con esto que el flujo atraviese la turbina moviendo los álabes. En las turbinas de flujo radial (figura 3-13b), el fluido se mueve desde afuera de la turbina hacia el centro de ella; atravesando primeramente los álabes logrando el movimiento de estos. Cabe mencionar que este tipo se usa poco en turbinas de vapor siendo el más común el de fluido axial.

3.6.2 Diseños de las turbinas de vapor

El diseño de la turbina de vapor consiste en 2 tipos:

1. Turbina de etapa sencilla o de una etapa

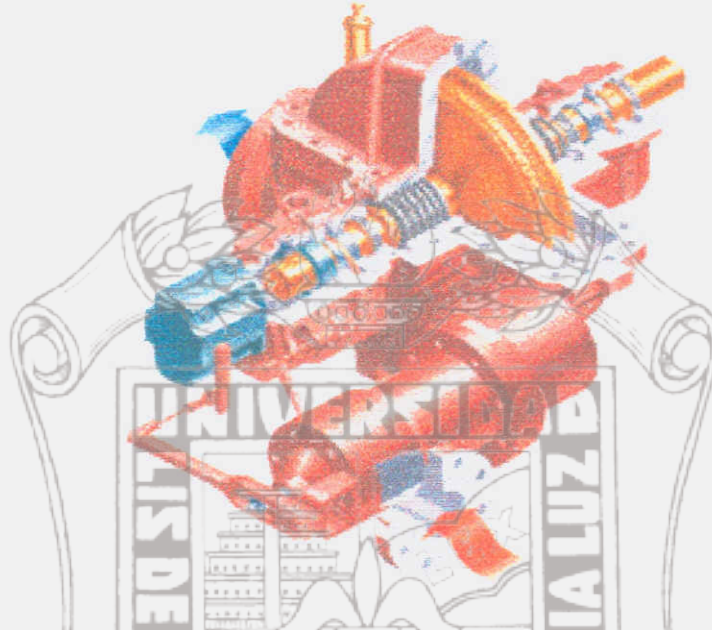


Figura 3-14 Vista seccional de una turbina de vapor de etapa sencilla

De acuerdo a la figura anterior este tipo de turbina cuenta con una cámara en la cual se encuentra un solo juego de álabes angulares los cuales están acoplados a la flecha. Como ya se explicó anteriormente el vapor proveniente de la caldera fluye a través de los álabes, la energía en forma de temperatura y presión (entalpía) contenida en el vapor desciende al moverlos y parte de ella es convertida en energía cinética y consecuentemente en energía mecánica al producir el giro de la flecha la cual alimentará de esta forma al generador para que produzca la energía eléctrica requerida, la otra parte es tomada por el condensador y transferida al ambiente.

Para la planta en estudio se utilizará una turbina de etapa sencilla de flujo axial, en ella la presión que generalmente entra a la cámara es entre 16 y 30 bares, saliendo de ésta una presión reducida de 0.22 bares³.

³ La presión es definida como la fuerza ejercida por el fluido sobre unidad de área (newtons/metro cuadrado) y las unidades que se emplean son el bar ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$) o el kilopascal ($1 \text{ kPa} = 1000 \text{ N/m}^2$)

2. Turbina de múltiples etapas

La figura 3-15 muestra este tipo de turbina la cual consiste en una serie de álabes montados sobre una flecha, los cuales siguen el principio que se usa en las turbinas de una sola etapa.

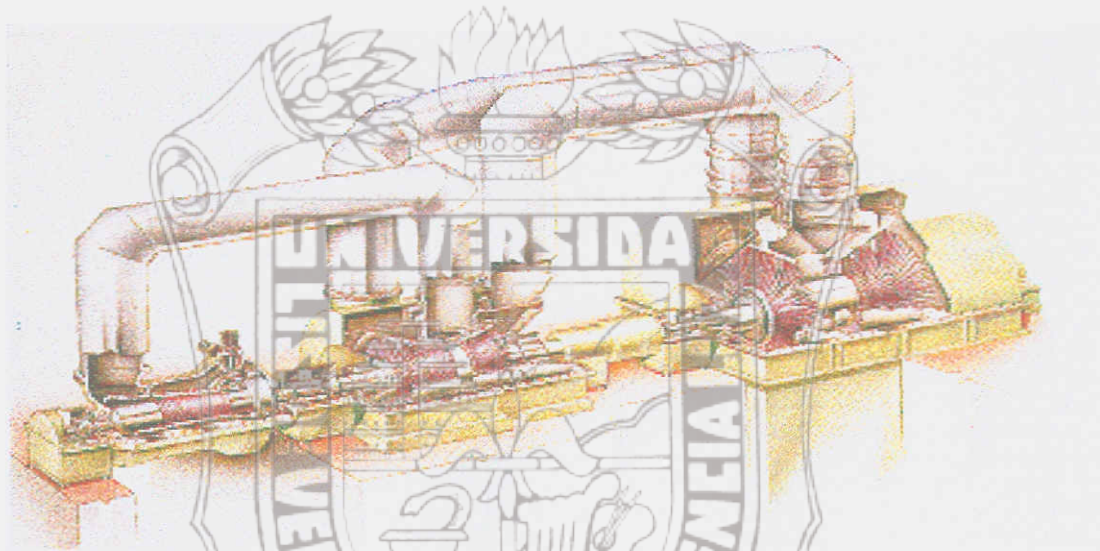
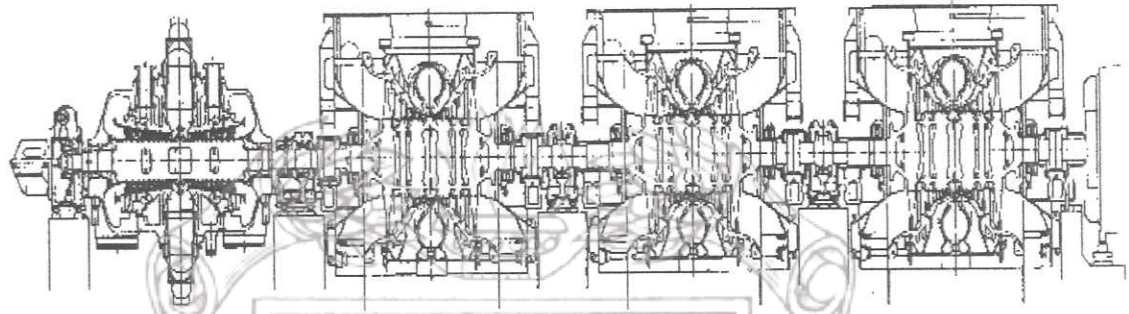


Figura 3-15 . Vista seccional de una turbina de vapor de múltiples etapas

Generalmente este tipo de turbina contiene una cámara de alta presión y varias de baja presión (figura 3-16). Al entrar a la cámara de alta presión, el calor y la presión contenidos en el vapor descienden entre 2 etapas consecutivas, la presión cae desde 60 bares (dependiendo de la unidad) hasta 10 bares aproximadamente, descendiendo conjuntamente con ella la temperatura. Esto permite el uso óptimo del vapor; el cual al dejar dicha cámara es secado y recalentado.

Se produce recalentamiento en la turbina cuando el vapor que es expulsado de la turbina tiene un contenido de agua el cual está al límite de lo permitido para la operación de la turbina, pero si la temperatura es elevada añadiendo energía el vapor ahora tiene la habilidad de desplazarse hacia los álabes de baja presión.

La presión del vapor en las secciones de baja presión desciende aproximadamente 0.05 bares, prácticamente un vacío total.



Cilindro de alta presión

Cilindros de baja presión

Figura 3-16 Secciones o cámaras de la turbina de vapor de múltiples etapas

3.6.3 Sistemas de protección de la turbina de vapor

Hay un gran número de aparatos de seguridad dentro de la turbina para prevenir cualquier daño en ella. Algunos previenen sobrevelocidad de la turbina mientras que otros detectan agua que puede entrar en la turbina y causar daño a los álabes. Hay muchos aparatos que miden la vibración de la turbina y otros que miden la temperatura para asegurar que nada se ponga muy caliente.

Una parte importante es que la turbina no supere excesivamente su velocidad nominal. Esto significa que la turbina no sobrepase su velocidad nominal más un 10% así que si la máquina tiene una capacidad normal de 3600 RPM entonces no debe exceder 3960 RPM y una turbina que tenga una capacidad normal de 3000 RPM no debe exceder 3300 RPM. Existen 2 gobernadores que controlan la velocidad excesiva en la turbina y también existen gobernadores de pre-emergencia y el gobernador de emergencia. Los gobernadores de pre-emergencia empiezan a cerrar las válvulas interceptoras cuando la velocidad excede usualmente 101% de su velocidad nominal y fuerza completamente el cerrado alrededor de 110%. Los gobernadores de emergencia

cierran las válvulas de control y las válvulas principales de paro de vapor cerca del 110% de su velocidad nominal. Esto es hecho antes de alinearse para ver si la válvula de control, válvulas interceptoras y válvula principal de paro de vapor cerrarán en caso de sobrevelocidad en la turbina.

Hay muchas formas de inicializar el cierre de válvulas y remover el vapor en una turbina cuando en ésta se genera un “disparo“. En el cuarto de control existe un botón rotulado “disparo de turbina“ que opera un solenoide el cual remueve presión hidráulica manteniendo abiertas las válvulas. Cuando el botón se oprime las válvulas se cierran. Usualmente hay una palanca o botón manual que se encuentra al frente de la turbina para realizar la misma operación anterior, en caso de que el primero falle.

Existe también un “disparo de turbina“ para poco vacío (alta presión absoluta). Una vez que el vacío dentro del condensador decrece a un cierto punto, las válvulas cerrarán para proteger la turbina de un sobrecalentamiento y dañar la cubierta de baja presión.

Tenemos instrumentación supervisora de la turbina (IST) que monitorea la vibración del cojinete sobre la turbina. Para que el IST inicie el disparo o secuencia de paro de la turbina deben existir 2 vibraciones sucesivas del cojinete más grandes que el punto de referencia del disparo. Esto es para resguardar a la turbina contra un daño debido a la vibración.

3.6.4 Ventajas y desventajas de la turbina de vapor

La siguiente tabla presenta las diversas comparaciones entre la turbina de vapor con respecto a la turbina de gas y al motor alternativo, los cuales son los modelos más utilizados en la industria:

TIPO	VENTAJAS	DESVENTAJAS
TURBINA DE VAPOR	<ul style="list-style-type: none"> • Rendimiento global muy alto. • Extremadamente segura. • Posibilidad de emplear todo tipo de combustibles. • Larga vida de servicio. • Amplia gama de potencias. 	<ul style="list-style-type: none"> • Baja relación electricidad / calor. • La cogeneración disminuye el rendimiento eléctrico • Puesta en marcha lenta • Costo elevado
TURBINA DE GAS	<ul style="list-style-type: none"> • Amplia gama de aplicaciones. • Muy fiable. • Elevada temperatura de la energía térmica. • Rango desde 0,5 a 100 MW • Gases con alto contenido en oxígeno. 	<ul style="list-style-type: none"> • Limitación en los combustibles • Tiempo de vida relativamente corto
MOTOR ALTERNATIVO	<ul style="list-style-type: none"> • Elevada relación electricidad / calor. • Alto rendimiento eléctrico. • Bajo costo. • Tiempo de vida largo. • Capacidad de adaptación a variaciones de la demanda. 	<ul style="list-style-type: none"> • Alto costo de mantenimiento. • Energía térmica muy distribuida y a baja temperatura.

Tabla III-1 Ventajas y desventajas de la turbina de vapor con respecto a otros modelos

3.7 Condensador

Una vez que el vapor ha realizado su trabajo en la máquina (ya sea alternativa o turbina) se le conduce por un elemento llamado “condensador“, el cual consiste en una gran cantidad de tubos horizontales por los que circula agua fría (con un pobre

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

tubos al fluir dentro del condensador pierde temperatura, volumen y finalmente se condensa, es decir vuelve a la forma de agua, para luego continuar el ciclo y reingresar a la caldera. Es la fuente fría de la instalación, por lo tanto se concluye que el condensador espesa y recobra el vapor que pasa a través de la turbina. Otra de sus funciones es mantener un vacío para optimizar la eficiencia de la turbina. A continuación se mostrará un modelo típico de un condensador.

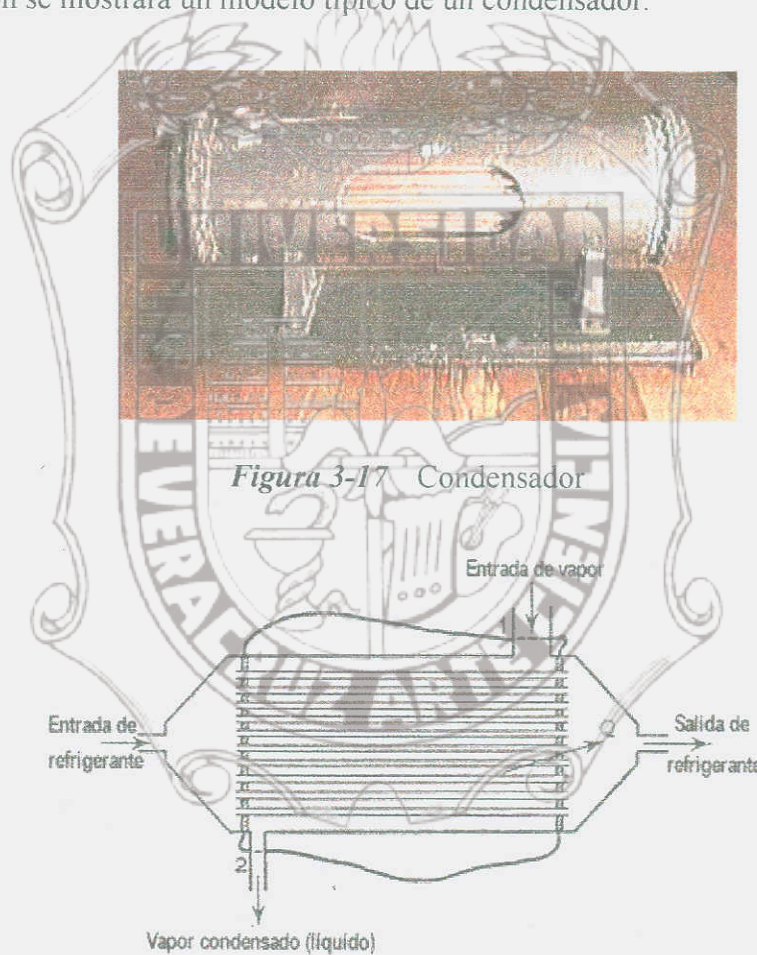


Figura 3-18 Diagrama esquemático del condensador

De acuerdo a la figura 3-18, el vapor pasa sobre un banco de tubos y es condensado al momento que entra en contacto con la superficie de estos. Dichos tubos son mantenidos a una temperatura más baja que la del vapor por un flujo de agua fría.

La ecuación 3.3 se aplica también para esta fórmula, sin embargo en este caso h_3 es más grande que h_4 , quedando:

$$Q_{sal} = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Usualmente existe un condensador para cada sección de baja presión en la turbina. El condensador tiene miles de pequeños tubos, que están hechos de aleación de metales, cobre, acero inoxidable o titanio. El condensador es simplemente un largo intercambiador de calor con tubos usualmente montados horizontalmente. Los tubos pueden estar sostenidos o apilados (vea la siguiente figura).



Figura 3-19 Limpieza de los tubos de un condensador para un sistema mayor

3.8 Diagrama en base al Ciclo Rankine

Las ecuaciones obtenidas de las secciones 3.4 a la 3.7 quedarán como sigue:

1. $W_{bomba} = \dot{V}(p_1 - p_4)$
2. $Q_{ent} = \dot{m}(h_2 - h_1)$
3. $W_{turbina} = \dot{m}(h_3 - h_2)$
4. $Q_{sal} = \dot{m}(h_4 - h_3)$

En la figura 3-22 podemos apreciar los puntos donde estas ecuaciones existen, al igual que las curvas características del Ciclo Rankine donde la entropía es la propiedad intrínseca de la funcionalidad del sistema relacionada a las coordenadas medibles que son características de éste.

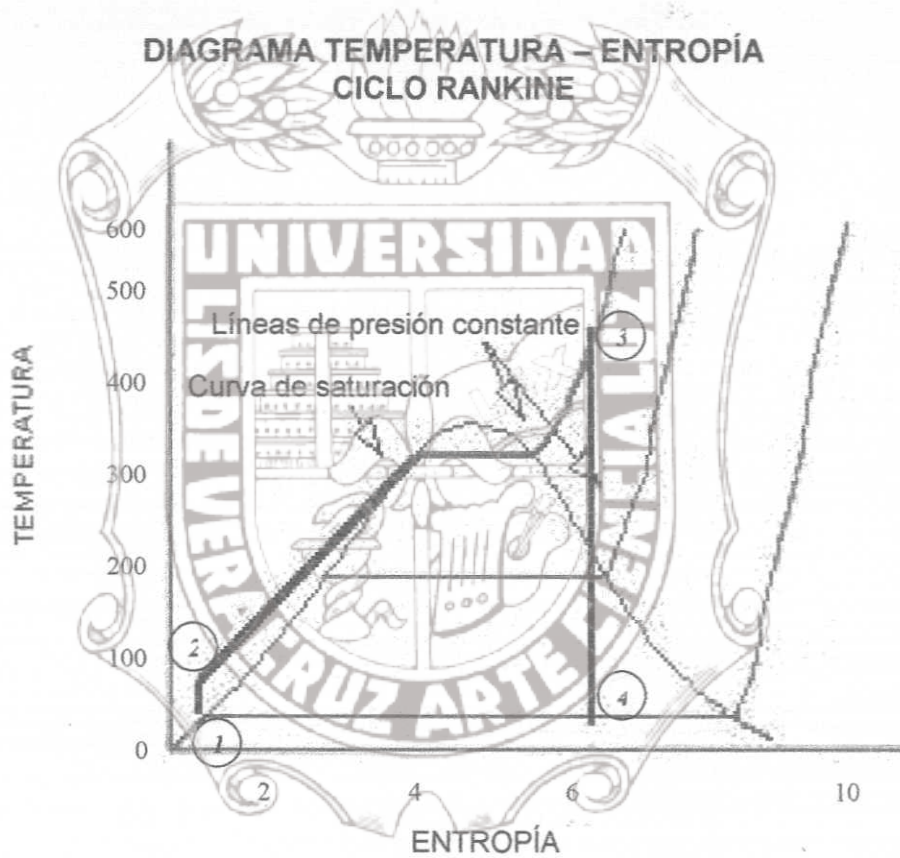


Figura 3-20 Curvas características del Ciclo Rankine

3.9 Generador síncrono

3.9.1 Teoría

Una de las máquinas más comunes es el generador síncrono o alternador. En esta máquina, el devanado es sobre el rotor, y la conexión es hecha mediante escobillas, en un arreglo similar al de las máquinas de corriente directa (C.D.). El campo del rotor se obtiene por medio de una C.D. generada por el devanado del rotor o por imanes permanentes. El rotor es entonces conectado a una fuente mecánica de energía y rota a la velocidad que se le impone como constante .

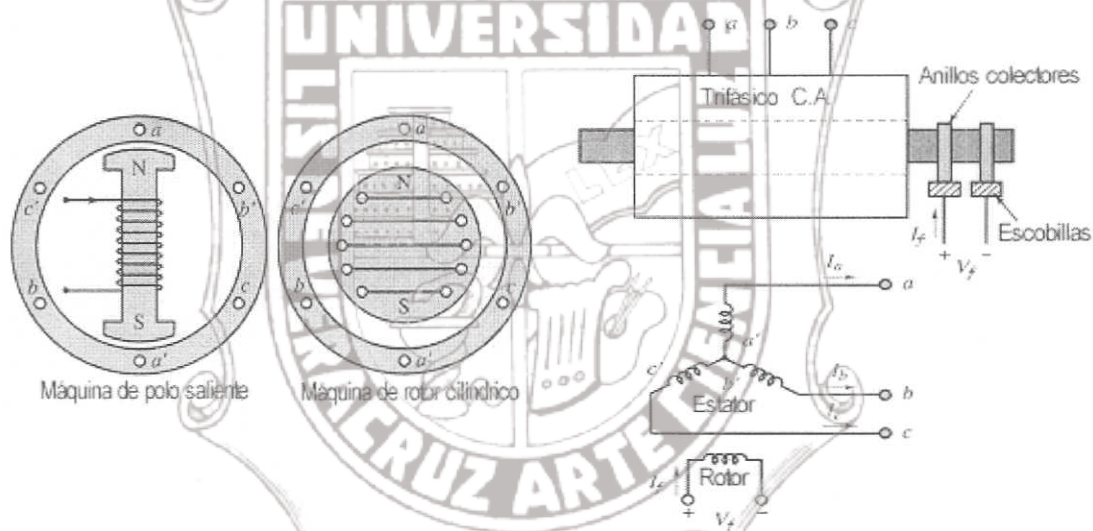


Figura 3-21 Máquina síncrona de 2 polos

La figura 3-21 representa una máquina síncrona de 2 polos – 3 fases. La figura 3-22 representa un alternador de 4 polos – 3 fases, en el cual los polos del rotor son generados mediante un devanado de polo saliente y los polos del estator son el resultado de un devanado incrustado en él, de acuerdo con el arreglo simplificado mostrado en la figura, donde cada uno de las partes a/a' , b/b' , c/c' ; y así sucesivamente contribuyen a la generación de los polos magnéticos. El grupo a/a' , b/b' , c/c' produce un flujo sinusoidal distribuido (ver figura 3-23) correspondiente a uno de los pares de polos, mientras que el grupo $-a/-a'$, $-b/-b'$, $-c/-c'$ contribuye al otro par de polos. Las

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

conexiones de las bobinas moldean la forma de los devanados como se muestra en la figura 3-22. Note que las bobinas forman una conexión estrella “Y”. La distribución del flujo resultante es tal que el flujo completa 2 ciclos sinusoidales alrededor de la circunferencia del entre hierro. Nótese también que cada brazo de la conexión estrella de 3 fases ha sido dividida en 2 bobinas, teniendo un devanado en diferentes sitios de acuerdo con el diagrama esquemático del estator en la figura 3-22.



Figura 3-22 Alternador trifásico de 4 polos

El arreglo que se muestra en la figura anterior requiere una distinción adicional hecha entre los grados mecánicos θ_m y grados eléctricos θ_e . En el alternador de 4 polos, el flujo completará 2 ciclos durante una rotación del rotor y por lo tanto el voltaje que es generado en las bobinas también oscilará al doble de la frecuencia de rotación. En general, los grados eléctricos (o radianes) son relacionados a los grados mecánicos por la expresión:

$$\theta_e = \frac{P}{s} \theta_m \quad (\text{Ec. 3.10})$$

donde p es el número de polos. En efecto, el voltaje que se establece en una bobina de la máquina pasa a través de un ciclo de tiempo por cada par de polos que se mueven por delante de la misma. Entonces, la frecuencia del voltaje producido por un generador síncrono es:

$$f = \frac{p}{2} \frac{n}{60} \text{ Hz} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

donde n es la velocidad mecánica en rev/min. Alternativamente si la velocidad es expresada en rad/seg., tendremos:

$$\omega_e = \frac{p}{2} \omega_m \quad (\text{Ec. 3.12})$$

donde ω_m es la velocidad mecánica de rotación en rad/seg. El número de polos empleados en un generador síncrono es entonces determinado por 2 factores: la frecuencia deseada del voltaje generado (50/60 Hz si el generador es usado para producir potencia en corriente alterna), y la velocidad de rotación. Con respecto al último factor existe una diferencia significativa, por ejemplo entre la velocidad de rotación de un generador de una turbina de vapor y la de un generador de una hidroeléctrica, en el primero la velocidad es mucho mayor.

Podemos concluir en pocas palabras que el generador consiste en un excitador, un estator y un rotor. El excitador mantiene un bajo voltaje a través del devanado del rotor. Cuando el rotor gira, este induce un voltaje en el estator.

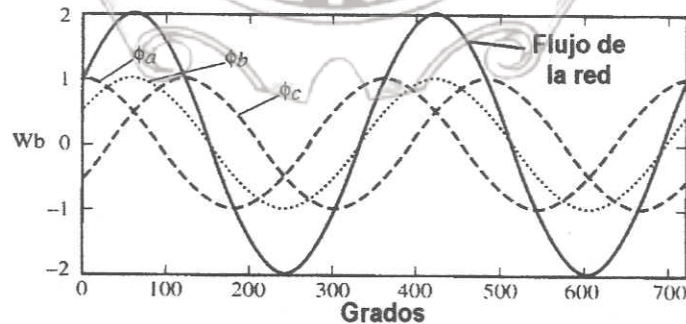


Figura 3-23 Distribución del flujo en un devanado de estator trifásico como una función del ángulo de rotación

3.9.2 Función del generador síncrono en una planta eléctrica

No importando el tipo de planta que sea: biogás, carbón, nuclear, etc.; ellas siempre tendrán uno o más generadores.

El generador tiene como función principal la generación de electricidad en corriente alterna (CA) para alimentar la red pública (figura 3-24). Los voltajes nominales del generador son entre 400V-22kV (1 kV=1000 volts). La frecuencia que está determinada por la red pública es de 50 o 60 ciclos por segundo. Como se mencionó anteriormente esta frecuencia es determinada por la velocidad rotatoria del generador entre 1500 y 3600 ciclos por segundo.

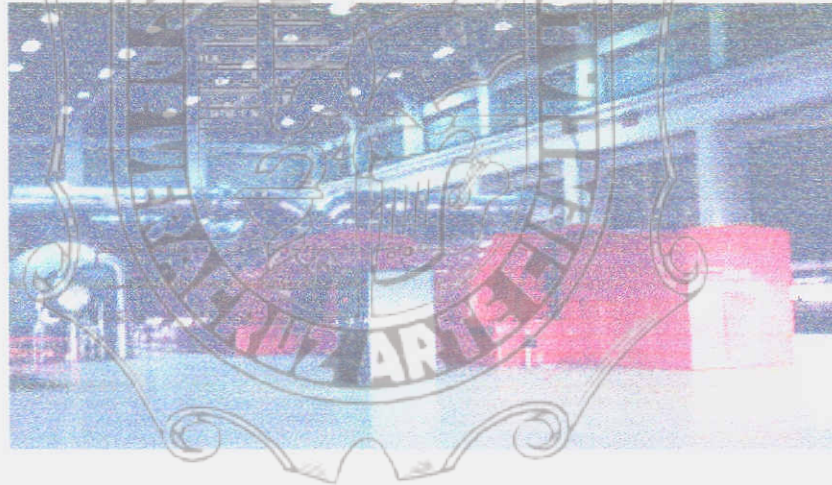


Figura 3-24 Generador síncrono acoplado a una turbina de vapor de alta potencia

3.9.3 Sistemas de apoyo para el generador síncrono

Estos tienen las siguientes funciones:

1. Mantener una temperatura estable en el generador.
2. Lubricar el generador.
3. Mantener los cables entre el generador y el transformador a una temperatura estable.

4. Mantener el gas de hidrogeno adentro del generador (este sistema se encuentra en generadores de alta potencia).

El generador también cuenta con un regulador de voltaje que mantiene el voltaje de dicho generador dentro de los límites aceptables.

En Europa la frecuencia con la cual trabajan los generadores es de 50 Hz .

Las diferentes tensiones existentes en Europa son las siguientes:

- Alta tensión: 220 kV
- Media tensión: 10 kV
- Baja tensión: 400 V

3.9.4 Componentes principales

- Sistemas de lubricación y sello de aceite

Un sistema de aceite es usado para la lubricación de los cojinetes del generador, es muy parecido al sistema de aceite de un automóvil. En generadores de alta potencia el sistema de aceite es usado para mantener el hidrógeno dentro del generador.

- Conductos de enfriamiento

Los cables de las largas barras entre el generador y el transformador principal contienen dentro de sus extensas tuberías lo que se conoce como conductos. Los ventiladores manejan el aire a través de estos cables / barras para remover el calor.

- Enfriado de hidrógeno (solo en generadores de una potencia mayor)

El gas de hidrógeno es usado dentro del generador para mantenerlo a una temperatura estable.

3.10 Transformador



Figura 3-25 Transformador trifásico con conexión a la red pública

El transformador es utilizado para incrementar el voltaje producido por el generador, por ejemplo se puede elevar de 400 V producidos hasta 10kV, 220 kV o 345 kV los cuales se entregarán a la red pública (figura 3-25). Se utilizan ventiladores para enfriar el aceite ocupado por el transformador.

3.11 Controladores automáticos

3.11.1 Teoría

Un controlador automático compara el valor real de la salida de la planta con el valor deseado, determina la desviación y produce una señal de control que reduce la desviación a cero o a un valor pequeño. La forma en la cual el controlador produce la señal de control se llama acción de control.

Existen varias formas de análisis y diseño para un controlador automático, dependiendo de la rama de teoría de control que escojamos (clásica o moderna).

El presente apartado analizará brevemente dichas formas tomando en cuenta que el lector conoce de antemano los conceptos generales de la teoría de control en ambas ramas.

Desde el punto de vista de la teoría de control clásica las acciones de control fundamentales utilizadas por los controladores automáticos industriales son:

- Encendido-Apagado (2 posiciones)
- Proporcional, Integral o Derivativo

3.11.1.1 Clasificación de los controladores

Los controladores automáticos industriales pueden clasificarse de acuerdo a su acción de control como:

1. Controladores de 2 posiciones o de encendido-apagado
2. Controladores proporcionales
3. Controladores integrales
4. Controladores proporcionales integrales
5. Controladores proporcionales derivativos
6. Controladores proporcionales integrales derivativos

3.11.1.2 Controlador automático, actuador y elemento de medición

La Fig. 3-26 es un diagrama de bloques de un sistema de control industrial, el cual consta de un controlador automático, un actuador, una planta y un elemento de medición. El controlador detecta la señal de error actuante, la cual usualmente está en un nivel muy bajo de potencia y la amplifica a un nivel suficientemente alto. (Así, el controlador automático comprende un detector de error y un amplificador). Muy a menudo se usa un circuito de realimentación adecuado, junto con un amplificador para componer la señal de error actuante y producir una mejor señal de control.

El actuador es un elemento que produce la entrada a la planta de acuerdo con la señal de control, de modo que la señal de realimentación corresponda a la señal de entrada de referencia.

El elemento de medición es un dispositivo que convierte la variable de salida en otra variable adecuada, tal como desplazamiento, presión o voltaje, la cual puede usarse para comparar la salida con la señal de entrada de referencia. Este elemento se encuentra en el lazo de realimentación del sistema de malla cerrada. El punto de ajuste del controlador debe convertirse en una entrada de referencia con las mismas unidades de la señal realimentada desde el elemento de medición.

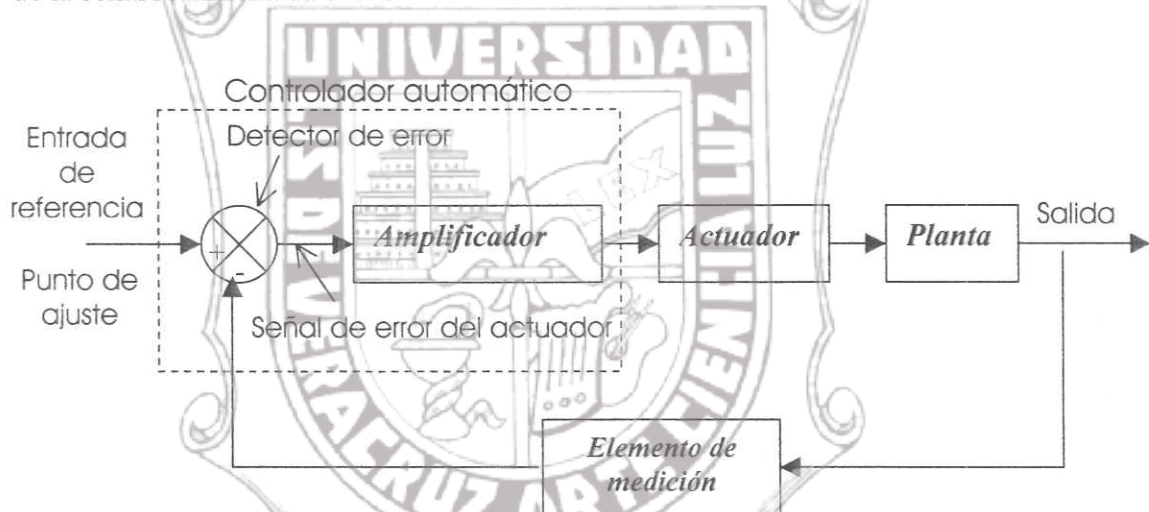


Figura 3-26 Diagrama de bloques de un sistema de control industrial

3.11.1.3 Acción de control de 2 posiciones o de encendido-apagado.

En el sistema de control de 2 posiciones el actuador tiene sólo 2 posiciones fijas, las cuales son, en muchos casos, simplemente de encendido y apagado. El control de 2 posiciones o de encendido y apagado es sencillo y barato, por esta razón, se usa ampliamente en sistemas de control tanto industriales como domésticos.

Para explicar el concepto, supongamos que la señal de salida del controlador es $m(t)$ y la señal de error actuante sea $e(t)$. En el control de 2 posiciones la señal $m(t)$ permanece en un valor, ya sea máximo o mínimo, dependiendo de que la señal de error del actuador sea positiva o negativa, de modo que:

$$m(t) = M_1 \quad \text{para} \quad e(t) > 0$$

$$m(t) = M_2 \quad \text{para} \quad e(t) < 0$$

donde M_1 y M_2 son constantes. El valor mínimo M_2 es generalmente cero o $-M_1$. Como regla, los controladores de 2 posiciones son dispositivos eléctricos y en estos se usa ampliamente una válvula eléctrica operada por solenoide.

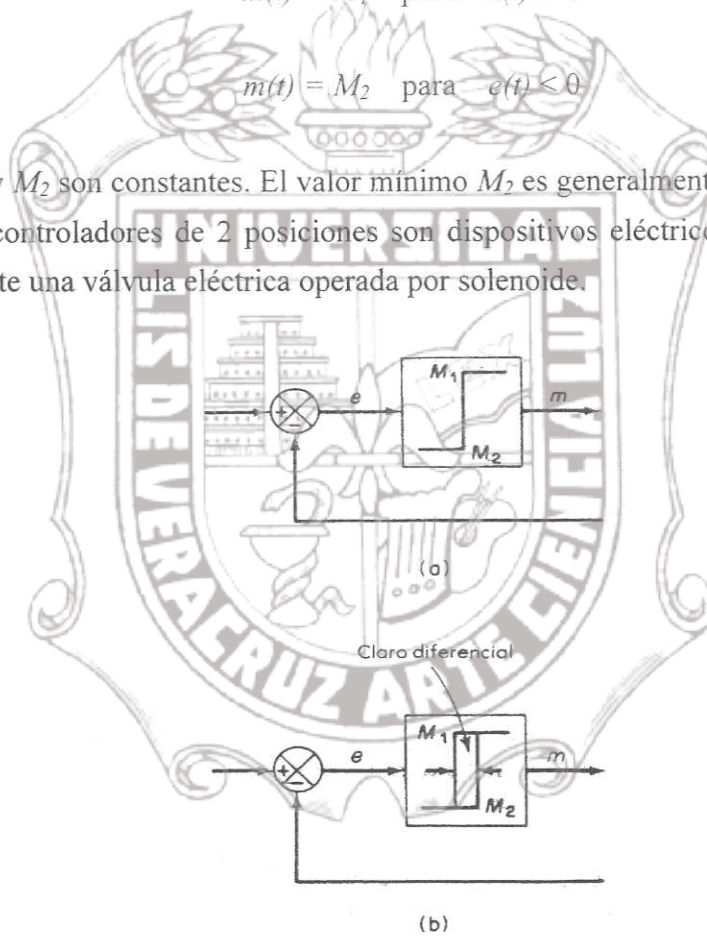


Figura 3-27 (a) Diagrama de bloques de un controlador de 2 posiciones.
(b) Diagrama de bloques de un controlador con claro diferencial.

La Fig. 3-27 (a) y (b) muestra el diagrama de bloques para este tipo de controlador. La escala a través de la cual la señal de error del actuador debe moverse antes que ocurra la conmutación se llama claro diferencial [véase la Fig. 3-27(b)].

Dicho claro causa que la salida del controlador $m(t)$ mantenga su valor presente hasta que la señal de error del actuador se haya movido ligeramente más allá del valor cero. En algunos casos, el claro diferencial es el resultado de una fricción no intencional y de pérdida de movimiento; sin embargo, muy a menudo se proporciona intencionalmente con el objeto de evitar una operación muy frecuente del mecanismo de encendido-apagado.

3.11.1.4 Acciones de control proporcional, integral y derivativo

Además de la acción de 2 posiciones o de encendido-apagado, las acciones de control proporcional, integral, y derivativo son acciones de control básicas que se encuentran en los controladores automáticos industriales. Para cada acción de control la relación entre la salida del controlador $M(s)$ y la señal de error del actuador $E(s)$ se establece por una función de transferencia de forma específica. En lo que sigue, se ilustrará funciones de transferencia $M(s) / E(s)$ de acción de control proporcional, acción de control proporcional integral, acción de control proporcional derivativo y acción de control proporcional integral derivativo.

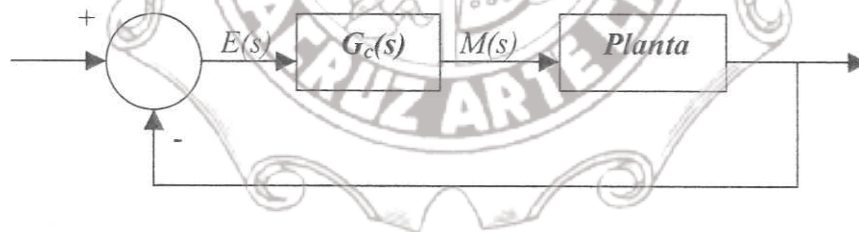


Figura 3-28 Diagrama de bloques de un controlador general

En relación con el controlador mostrado en la figura anterior, para la acción de control proporcional, $M(s)$ y $E(s)$ están relacionados por

$$\frac{M(s)}{E(s)} = G_c(s) = K_p \quad (\text{Ec. 3.13})$$

donde K_p se llama ganancia proporcional.

Para la acción de control integral, la relación entre $M(s)$ y $E(s)$ es

$$\frac{M(s)}{E(s)} = G_c(s) = \frac{K_i}{s} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

donde K_i es una constante.

Para la acción de control proporcional integral (PI), $M(s)$ y $E(s)$ están relacionadas por:

$$\frac{M(s)}{E(s)} = G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (\text{Ec. 3.15})$$

donde K_p es la ganancia proporcional y T_i es una constante llamada tiempo integral.

Para la acción de control proporcional derivativo (PD), $M(s)$ y $E(s)$ están relacionadas por

$$\frac{M(s)}{E(s)} = G_c(s) = K_p (1 + T_d s) \quad (\text{Ec. 3.16})$$

donde K_p es la ganancia proporcional y T_d es una constante llamada tiempo derivativo.

En forma similar, para la acción de control proporcional integral derivativo (PID), $M(s)$ y $E(s)$ están relacionadas por

$$\frac{M(s)}{E(s)} = G_c(s) = K_p \left(1 + T_d s + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (\text{Ec. 3.17})$$

3.11.2 Elaboración de controladores PID mediante reglas de Ziegler-Nichols

Ziegler y Nichols propusieron reglas para determinar los valores de la ganancia proporcional K_p del tiempo integral T_i , y del tiempo derivativo T_d basados en las características de respuesta transitoria de una planta dada. La determinación de los parámetros de los controladores PID la pueden realizar ingenieros en el sitio mismo efectuando experimentos en la planta.

Hay dos métodos denominados reglas de sintonización de Ziegler-Nichols. En ambos métodos se intenta lograr un sobreimpulso máximo del 25% en la respuesta al escalón (vea la figura siguiente).



Figura 3-29 Curva de respuesta al escalón unitario que muestra un sobreimpulso máximo del 25%

3.11.2.1 Primer método

En el primer método se obtiene experimentalmente la respuesta de la planta a una entrada escalón unitario, como se muestra en la figura 3-30. Si la planta no incluye integrador(es) o polos dominantes complejos conjugados, la curva de respuesta al

escalón unitario puede tener el aspecto de una curva en forma de S, como se puede ver en la figura 3-31. (Si la respuesta no presenta la curva en forma de S, no se puede aplicar el método). Estas curvas de respuesta al escalón se pueden generar experimentalmente o a partir de una simulación dinámica de la planta.

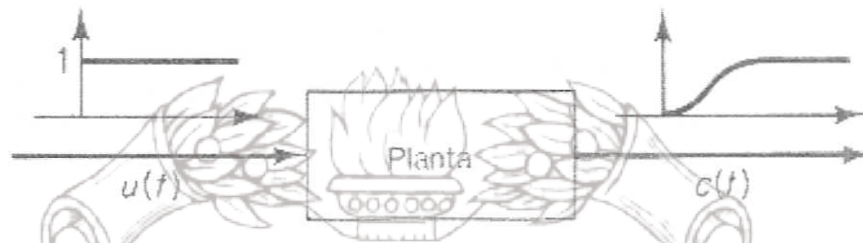


Figura 3-30 Respuesta al escalón unitario de una planta

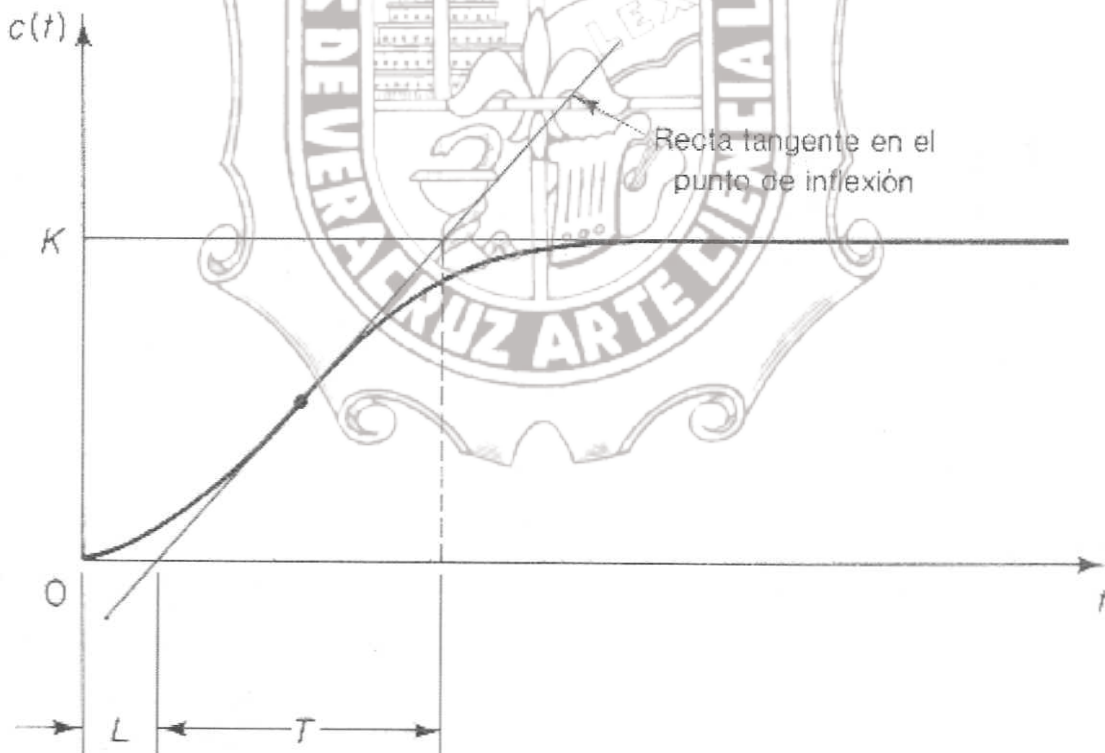


Figura 3-31 Curva de respuesta en forma de S

La curva en forma de S se puede caracterizar con dos parámetros, el tiempo de atraso L y la constante de tiempo T . El tiempo de atraso y la constante de tiempo se determinan trazando una línea tangente a la curva en forma de S en el punto de inflexión y se determinan las intersecciones de esta línea tangente con el eje de tiempo y con la línea $c(t)=K$, como se muestra en la figura 3-31. Entonces la función de transferencia $C(s)/U(s)$ se puede aproximar por un sistema de primer orden con atraso de transporte, la cual se presenta en la siguiente ecuación:

$$\frac{C(s)}{U(s)} = \frac{Ke^{-Ls}}{Ts+1} \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Ziegler y Nichols sugirieron fijar los valores de K_p , T_i y T_d de acuerdo con las fórmulas que aparecen en la siguiente tabla:

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0.9 \frac{T}{L}$	$\frac{L}{0.3}$	0
PID	$1.2 \frac{T}{L}$	$2L$	$0.5L$

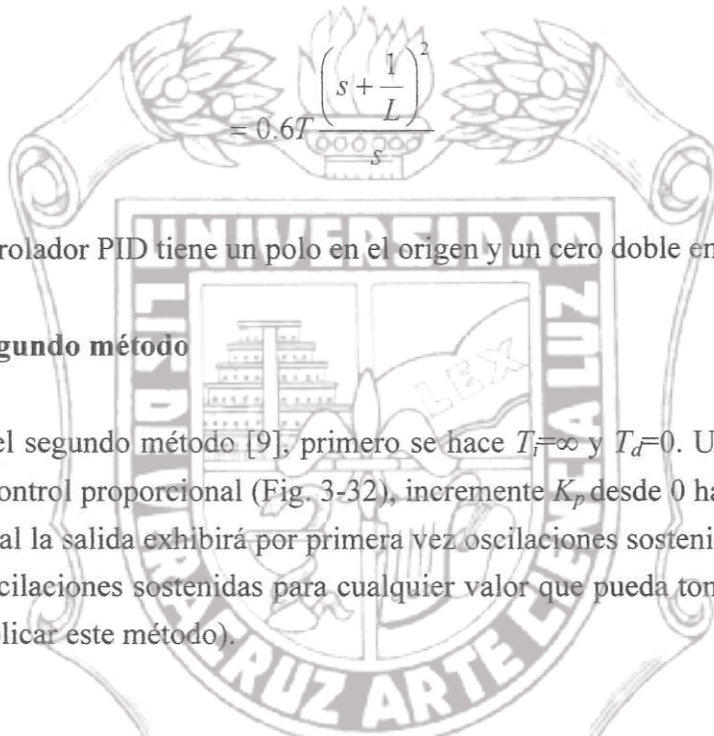
Tabla III-2 Reglas de sintonización de Ziegler-Nichols basadas en la respuesta al escalón de la planta

Nótese que el controlador PID sintonizado de acuerdo con el primer método de Ziegler-Nichols resulta:

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

$$G(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right)$$

$$= 1.2 \frac{T}{L} \left(1 + \frac{1}{2Ls} + 0.5Ls \right) \quad (\text{Ec. 3.19})$$



Así, el controlador PID tiene un polo en el origen y un cero doble en $s = -1/L$.

3.11.2.2 Segundo método

En el segundo método [9], primero se hace $T_i = \infty$ y $T_d = 0$. Usando solamente la acción de control proporcional (Fig. 3-32), incremente K_p desde 0 hasta un valor crítico K_{cr} en la cual la salida exhibirá por primera vez oscilaciones sostenidas. (Si la salida no presenta oscilaciones sostenidas para cualquier valor que pueda tomar K_p , entonces no se puede aplicar este método).

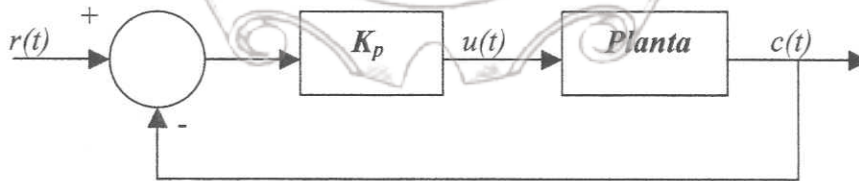


Figura 3-32 Sistema de lazo cerrado con control proporcional

3.11.3 Reglas de Chien, Hrones y Reswick para construcción de controladores

Chien, Hrones y Reswick [14] calcularon en base al primer método de Ziegler y Nichols, diversos valores para las constantes K_p , T_d y T_i . Consiguiendo con esto un mejoramiento en la respuesta del controlador PID, cuando los valores calculados de las constantes por el método tradicional no son suficientes para un adecuado control en un problema determinado. La tabla III-3 presenta el cálculo de estas constantes para diversos controladores.

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0.3 \frac{T}{L \cdot K_s}$	-	-
PI	$0.35 \frac{T}{L \cdot K_s}$	$1.2T$	-
PID	$0.60 \frac{T}{L \cdot K_s}$	$1.0T$	$0.5L$

Tabla III-3 Reglas de sintonización de Chien, Hrones y Reswick

En base a las diversas pruebas realizadas al sistema analizado en este trabajo, se observó que las constantes obtenidas por medio de estas reglas logran un desempeño óptimo en el controlador escogido.

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

IV. OBJETIVOS

4.1 Objetivo general

Como ya se mencionó en el capítulo 1, la presente tesis tiene como objetivo general el control óptimo de la planta eléctrica en estudio a través de un programa computacional de simulación. Este control debe también ejercer las acciones de supervisión y protección cuando sean requeridas.

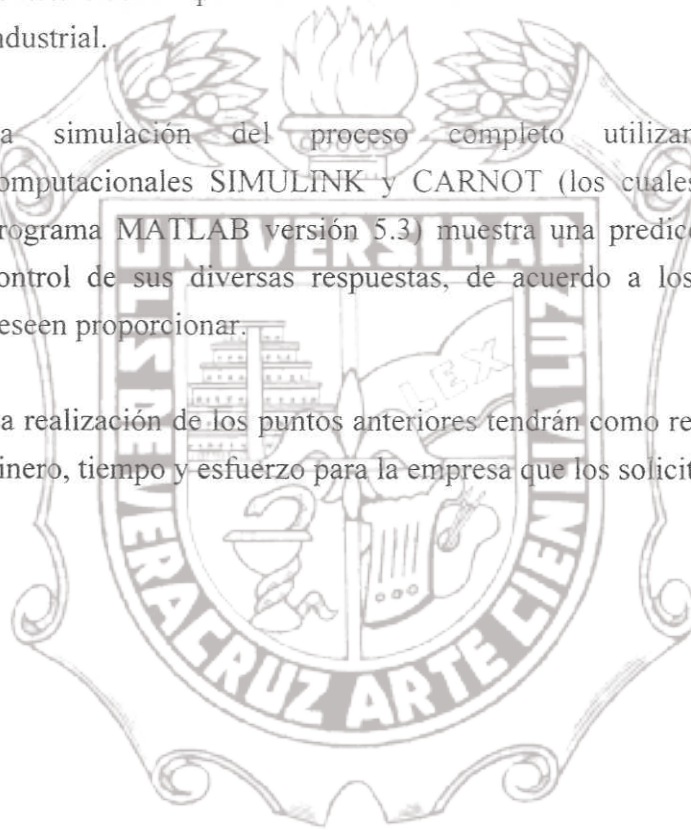
4.1.1 Objetivos particulares

En base a la sección anterior se pueden obtener los siguientes objetivos específicos:

- 4.1.1.1 Determinar modelos dinámicos de los componentes de la planta eléctrica que puedan satisfacer las condiciones de operación real.
- 4.1.1.2 Diseñar controladores que influyan en la adecuada regulación de los diversos sistemas que conforman el modelo de la planta en análisis.
- 4.1.1.3 Crear un sistema de supervisión y protección que permita detener automáticamente el proceso cuando este fuera de sus condiciones normales de operación.
- 4.1.1.4 Lograr que las simulaciones correspondientes al modelo de la planta eléctrica y a los sistemas de control que la componen muestren una respuesta acorde con la esperada.

V. HIPÓTESIS

- 5.1 El empleo de controladores analizados y diseñados por medio de la teoría de control clásica optimizan favorablemente el funcionamiento de un proceso industrial.
- 5.2 La simulación del proceso completo utilizando los paquetes computacionales SIMULINK y CARNOT (los cuales interactúan con el programa MATLAB versión 5.3) muestra una predicción aceptable en el control de sus diversas respuestas, de acuerdo a los parámetros que se deseen proporcionar.
- 5.3 La realización de los puntos anteriores tendrán como resultado un ahorro de dinero, tiempo y esfuerzo para la empresa que los solicite.



VI. ANÁLISIS

6.1 Modelos dinámicos de los componentes de la planta

6.1.1 Caldera

Para el diseño del modelo lineal de la caldera primeramente se analizará la figura 6-1:

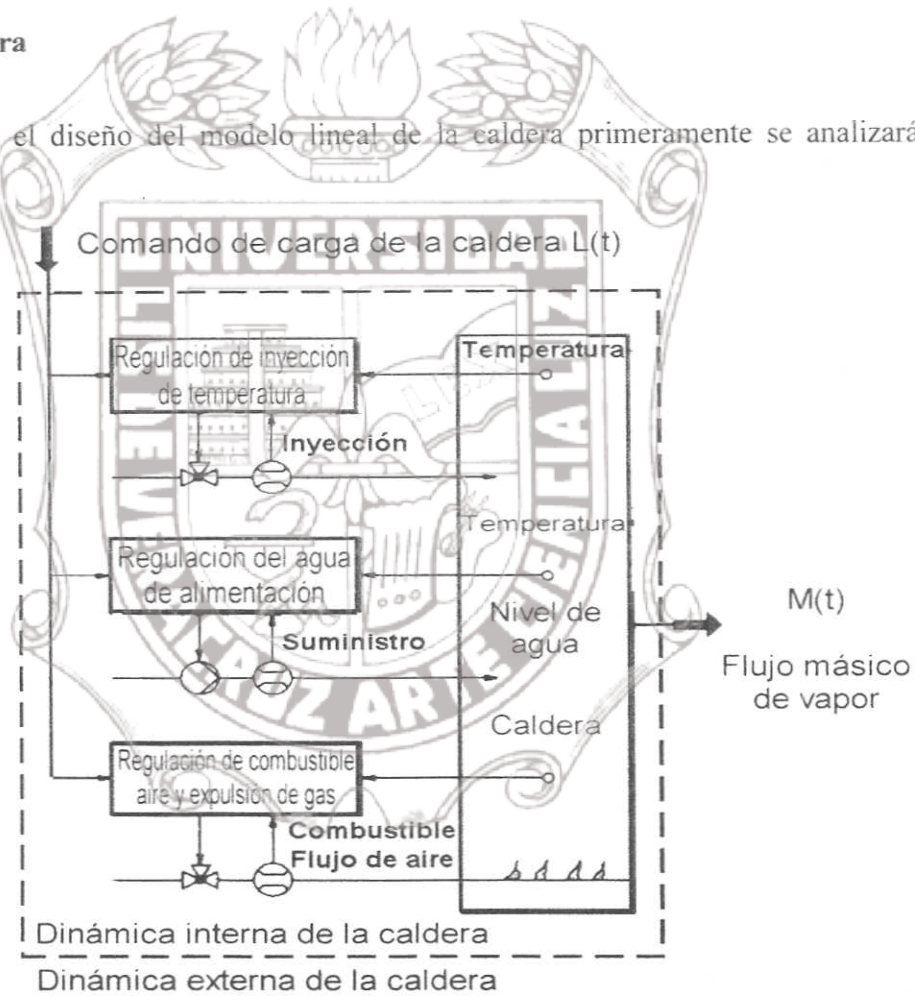


Figura 6-1. Dinámicas de la caldera

Según el esquema anterior se puede apreciar que en la dinámica externa de la caldera el comando de carga de la caldera " $L(t)$ " es la señal de entrada y la salida es el flujo másico de vapor " $M(t)$ ".

$L(t)$ es el efecto del medio ambiente sobre la caldera y depende de la cantidad de biogás proveniente del terraplén; $L(t)$ es usualmente indicado como el flujo másico de vapor disponible: $[L]=[M]$. La regulación interna para la temperatura sobrecalentada, aire, combustible, etc., es considerada con un ajuste apropiado como óptima.

Lo anterior se podrá reducir al siguiente diagrama de bloques:

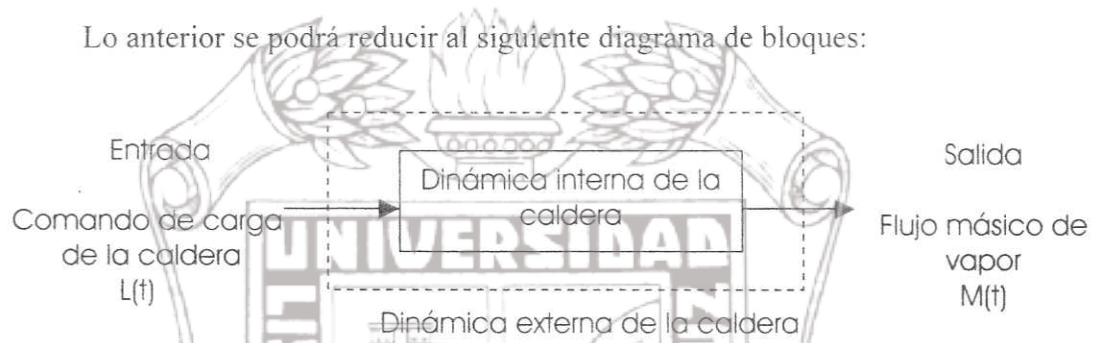


Figura 6-2. Diagrama de bloque para el modelo de la caldera según sus dinámicas

6.1.1.1 Modelo lineal de la caldera

De acuerdo con la Fig. 6-1 $L(t)$ y $M(t)$ pueden ser llamados variables externas. El comportamiento dinámico de la caldera en relación con su medio ambiente es descrito por el curso de $L(t)$ y $M(t)$, el cual forma un sistema completo de variables. Con el comando de carga de la caldera como entrada se puede obtener la siguiente descripción:

$$M(t) = M[p(t), L(t)] \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Si todos los valores se toman como diferencias comparadas a un punto de referencia, la ecuación anterior se convierte en:

$$\Delta M(t) = \Delta M[\Delta p(t), \Delta L(t)] \quad (\text{Ec. 6.2})$$

donde

$L(t)$ = Comando de carga de la caldera

$M(t)$ = Flujo másico de vapor

$p(t)$ = Presión del vapor

$M(t)$ y $p(t)$ son efectos de la caldera sobre su ambiente.

La ecuación 6.2 muestra la variación del flujo de vapor " ΔM " proveniente de la superposición de los efectos de cambio en la presión " $\Delta p(t)$ " y en el comando de carga " $\Delta L(t)$ ".

Escribiendo la Ec. 6.2 como una ecuación lineal tenemos:

$$\begin{aligned} \Delta M(t) &= \frac{\partial M}{\partial p} \Delta p(t) + \frac{\partial M}{\partial L} \Delta L(t) \\ &= G_S \Delta p(t) + G_L \Delta L(t) \end{aligned}$$

(Ec. 6.3)

donde

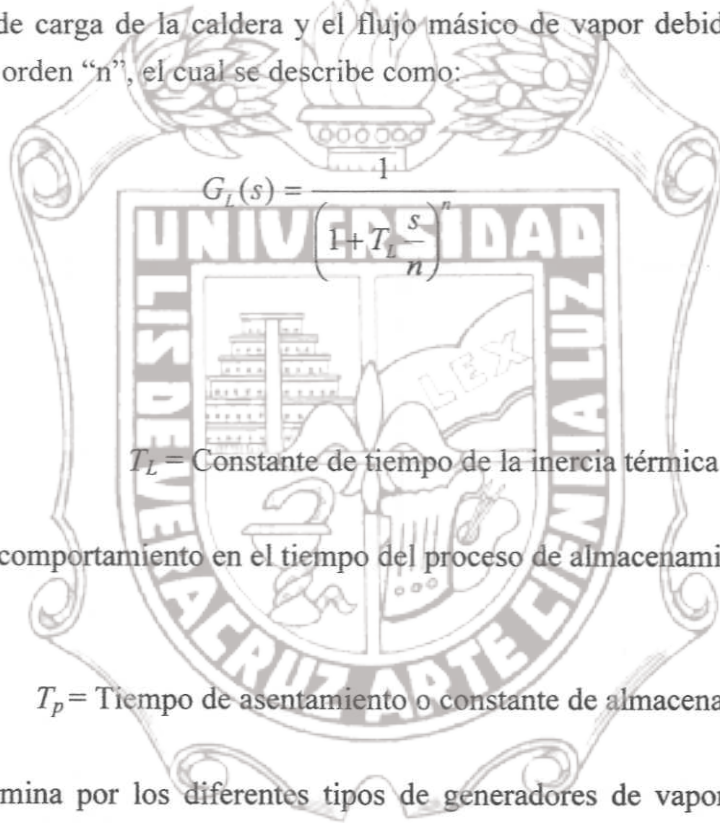
G_S = Comportamiento de la presión almacenada

G_L = Inercia térmica

La inercia térmica describe la reacción del almacenamiento dinámico del flujo másico de vapor a la variación del comando de carga, donde dicho flujo se toma como una constante.

Es frecuente que el comportamiento de transferencia se aproxime por una simple función de transferencia de orden bajo, logrando así, que éstas puedan caracterizarse a través de parámetros simples que puedan interpretarse por propiedades físicas del sistema.

Así, el comportamiento de transferencia tiene una buena aproximación entre el comando de carga de la caldera y el flujo másico de vapor debido a un elemento de retardo de orden “n”, el cual se describe como:



$$G_L(s) = \frac{1}{\left(1 + T_L \frac{s}{n}\right)^n} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

donde

T_L = Constante de tiempo de la inercia térmica

El comportamiento en el tiempo del proceso de almacenamiento será decidido por:

T_p = Tiempo de asentamiento o constante de almacenamiento

y se determina por los diferentes tipos de generadores de vapor [10]. La respuesta transitoria puede aproximarse con el comportamiento descrito sin máximo sobre impulso a través de:

$$G_S(s) = \frac{\partial M}{\partial p} \Big|_L = -\frac{k_p}{T_p} \cdot \frac{T_p s}{1 + T_p s} \quad (\text{Ec. 6.5})$$

siendo k_p definida como la capacidad de almacenamiento.

Es apropiado introducir una representación sin dimensión por medio del punto de operación estacionario (p_0, M_0). Además se establece:

$$T_g = \frac{K_p P_0}{M_0} \quad (\text{Ec. 6.6})$$

T_g es la facultad de almacenamiento y su valor se define como una medida para el tiempo donde el flujo másico de vapor (M_0) puede ser cubierto a partir de T_g , si la presión de la caldera es disminuida por $\Delta p = p_0$ (donde p_0 = Diferencia de presión en la caldera). Para poder comparar la facultad de almacenamiento de diferentes calderas, se utilizará en lugar de T_g la siguiente definición:

$$T_{bar} = \frac{k_p}{M^*} \quad (\text{Ec. 6.7})$$

por tanto

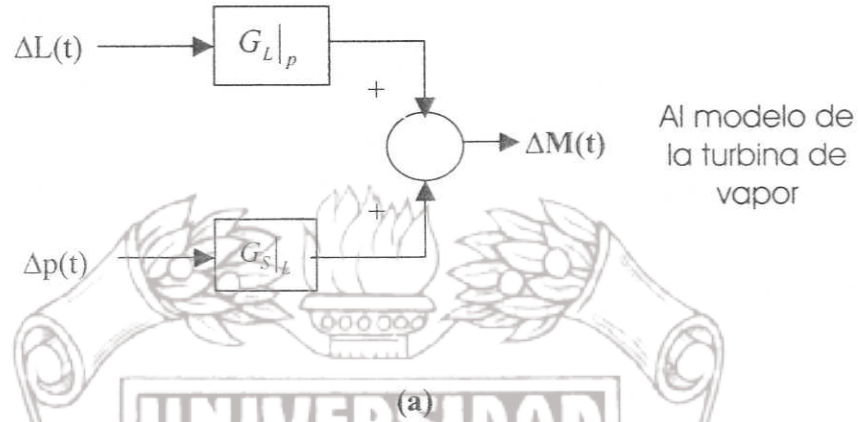
$$k_p = T_{bar} \cdot M^* \quad (\text{Ec. 6.8})$$

M^* es el máximo trabajo continuo de la caldera y T_{bar} indica la capacidad de almacenamiento específica [10]. Además, como el comando de carga de la caldera es señalado como un flujo másico de vapor, entonces $L_0 = M_0$. Por lo tanto la representación sin dimensión es:

$$G_s(s) = \frac{\Delta M}{\frac{M_0}{\frac{\Delta p}{P_0}}} = -\frac{T_g}{T_p} \cdot \frac{T_p s}{1 + T_p s} \quad (\text{Ec. 6.9})$$

de tal manera que ésta ecuación es el comportamiento de almacenamiento de la presión.

El diagrama de bloques de acuerdo con el modelo propuesto (Ec. 6.3) es:



Al añadir las Ecs. 6.4 y 6.5 al diagrama de bloques anterior se obtiene su representación según transformada de Laplace, la cual se muestra a continuación:

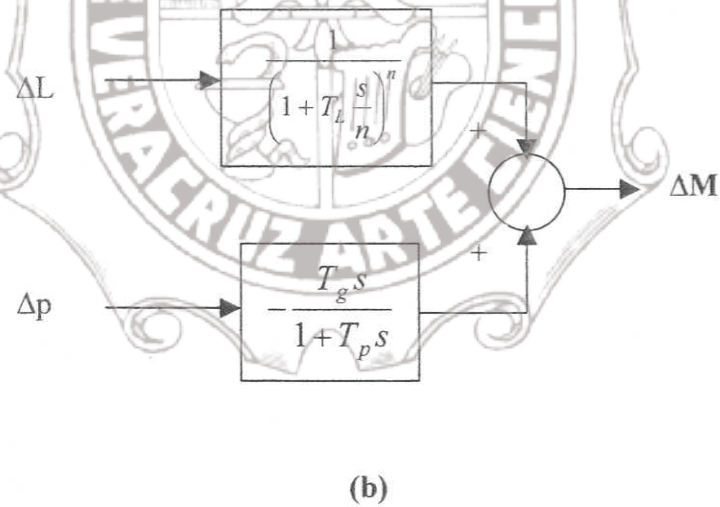


Figura 6-3. Diagrama de bloques de la caldera
 (a) Representación simplificada
 (b) Representación completa

6.1.2 Válvula gobernadora

Su función es controlar la presión (Δp)⁴, la cual es aplicada al modelo de la caldera a través de una apertura, teniendo como consecuencia la regulación del flujo másico de vapor.

6.1.2.1 Modelo lineal de la válvula gobernadora

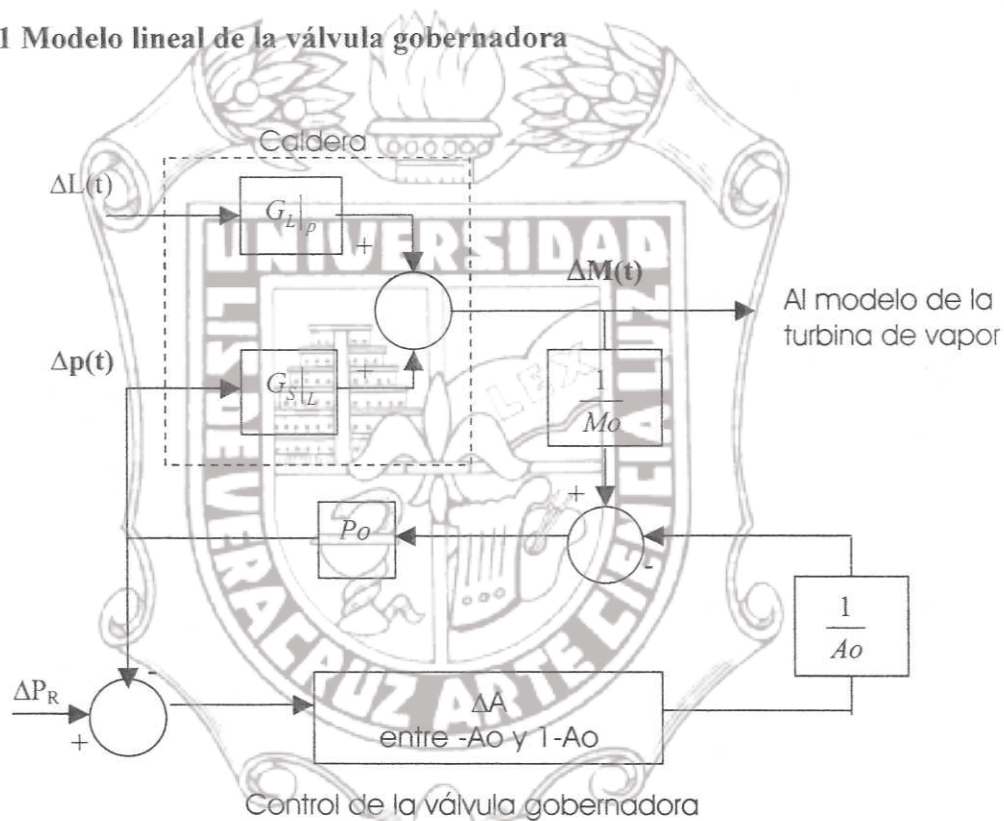


Figura 6-4. Sistema de control de la presión y flujo másico

Donde

P_R = Presión requerida

A_o = Posición inicial de la válvula

⁴ Comparada con la presión de referencia P_o .

y A_o es definida como una parte de la apertura total $A \in [0 \dots Apertura\ total]$

De acuerdo a la Fig. 6-4 el control de la válvula gobernadora es el bloque que modela la apertura (ΔA) en su región operacional (entre $-A_o$ y $Apertura\ total - A_o$). El sistema necesita la presión requerida (ΔP_R) como una referencia para controlar la presión interna de la caldera (Δp) con la ayuda de dicha apertura.

La presión crece cuando la válvula gobernadora está cerrando y decrece durante la apertura de ella.

En el capítulo VII se presentará el diseño completo de este sistema.

6.1.3 Turbina de vapor

La turbina de vapor utilizada en este sistema es de una sola etapa, por lo tanto no se contemplará las secciones de alta y baja presión. Se considera que el modelo incluye en su dinámica interna el controlador de arranque y paro hecho por el fabricante.

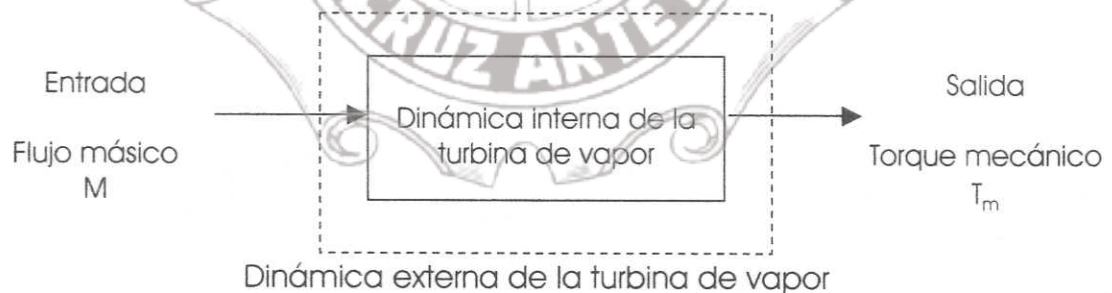


Figura 6-5. Diagrama de bloques de la turbina de vapor según sus dinámicas

La entrada de este modelo es el flujo másico de vapor proveniente de la caldera y la salida es el torque mecánico que alimenta al generador síncrono, lo cual se puede representar en el diagrama de bloques de la Fig 6-5.

6.1.3.1 Modelo lineal de la turbina de vapor

Antes de analizar el modelo de la turbina, primero se estudiará el proceso que ocurre dentro de un recipiente de vapor [12]:

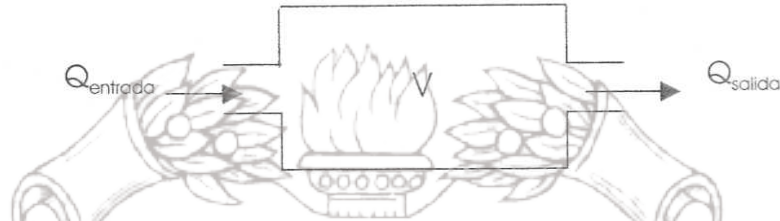


Figura 6-6. Recipiente de vapor

La ecuación continua para un recipiente de vapor es:

$$\frac{dm}{dt} = V \frac{d\rho}{dt} = Q_{entrada} - Q_{salida} \quad (\text{Ec. 6.10})$$

m = Peso del vapor dentro del recipiente (kg) = $V\rho$

V = Volumen del recipiente (m^3)

ρ = Densidad del vapor (kg/m^3)

Q = Flujo másico de vapor (kg/seg.)

t = Tiempo (seg.)

Asumiendo que el flujo fuera del recipiente sea proporcional a la presión dentro del recipiente se tiene:

$$Q_{salida} = \frac{Q_o}{P_o} \cdot P \quad (\text{Ec. 6.11})$$

donde

P = Presión del vapor dentro del recipiente (kPa)

P_o = Presión nominal

Q_o = Flujo de salida nominal del recipiente

con temperatura constante dentro del recipiente la ecuación es:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{dP}{dt} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial P} \quad (\text{Ec. 6.12})$$

De las Ecs. 6.10, 6.11 y 6.12 resulta

$$\begin{aligned} Q_{entrada} - Q_{salida} &= V \frac{\partial \rho}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dt} \\ &= V \frac{\partial \rho}{dP} \cdot \frac{P_o}{Q_o} \cdot \frac{dQ_{salida}}{dt} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 6.13})$$

$$= Tv \frac{dQ_{salida}}{dt}$$

donde

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

$$T_V = \frac{P_o}{Q_o} \cdot V \cdot \frac{\partial \rho}{\partial P} \quad (\text{Ec. 6.14})$$

Usando en la Ec. 6.13 la transformada de Laplace ésta se puede escribir como:

$$Q_{entrada} - Q_{salida} = T_V s \cdot Q_{salida}$$

$$Q_{entrada} = T_V s \cdot Q_{salida} + Q_{salida}$$

$$Q_{entrada} = (T_V s + 1) Q_{salida} \quad (\text{Ec. 6.15})$$

$$\frac{Q_{salida}}{Q_{entrada}} = \frac{1}{1 + T_V s}$$

donde $T_V =$ Constante de tiempo

En turbinas de vapor modernas la fuerza en cada álabe del rotor y por consiguiente el torque de la turbina es proporcional a la tasa de flujo de vapor, por lo que se puede deducir:

$$T_m = kQ \quad (\text{Ec. 6.16})$$

y $k =$ Constante proporcional

Al no tener la turbina de vapor en análisis etapas de alta y baja presión, se podrá tomar la función de transferencia de la Ec. 6.15 como el modelo dinámico de dicha turbina, quedando:

$$\frac{T_m}{M} = \frac{1}{1 + sT_{CH}} \quad (\text{Ec. 6.17})$$

donde

T_{CH} = Constante de tiempo del volumen de entrada y del recipiente de vapor

T_m = Torque mecánico

M = Flujo másico de vapor

El torque mecánico incrementa y decrementa junto con la presión.

El diagrama de bloques para representar la Ec. 6-17 es mostrado a continuación:

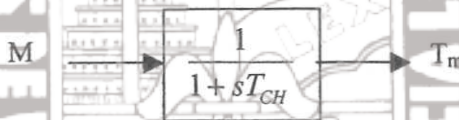


Figura 6-7. Diagrama de bloques de la turbina de vapor

La respuesta del flujo másico de vapor al cambio en el control de la apertura de la válvula exhibe una constante de tiempo T_{CH} debido al tiempo de carga del recipiente de vapor. Ésta constante de tiempo es sobre el orden de 0.2 a 0.3 seg.

6.1.4 Condensador

Es un intercambiador de flujo de calor de paso cruzado (sencillo o doble) que transforma el vapor proveniente de la turbina para empezar el ciclo de condensación. Este proceso es realizado por la circulación de agua proveniente de un origen⁵, la cual es impulsada por la bomba o bombas del lazo de enfriamiento a través del interior de varios tubos que recorren todo el condensador.

⁵ En este caso desde el enfriador

El modelo de la turbina de vapor es diseñado para producir torque mecánico, por tanto si se quiere obtener el flujo másico de vapor (M) proveniente de la turbina de vapor tendría que ser el “ M ” de la caldera con un pequeño retraso (T_{CH}), el cual es despreciable. Por está razón se toma el “ M ” directamente de la caldera.

De acuerdo con el criterio anterior el modelo del condensador se representa por el siguiente diagrama:



Figura 6-8. Diagrama de bloques del condensador

6.1.4.1 Modelo lineal del condensador.

El comportamiento dinámico del condensador puede ser analizado por los principios de balance de energía de acuerdo a su entrada principal, la cual es el vapor⁶ y el refrigerante porque el condensado (salida) es la consecuencia de estas variables.

Para el análisis en cuestión el refrigerante es agua-glycol (mezcla de líquido), para simplificar nombres de variables se denominará el refrigerante como agua, el flujo másico de vapor (M) como m_{vapor} y el flujo másico del condensado como m_c

⁶ El balance de energía necesita los componentes del vapor incluyendo el flujo másico de vapor (M)

a) Balance de energía del vapor

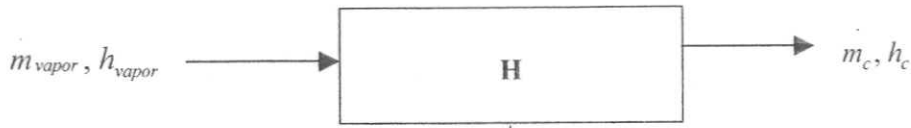


Figura 6-9. Dinámica del vapor en el condensador

$$\frac{dH}{dt} = m_{vapor} \cdot h_{vapor} - m_c \cdot h_c - Q_{vapor} \quad (\text{Ec. 6.18})$$

Se asume que el vapor condensado es extraído simultáneamente, entonces

$$m_{vapor} = m_c$$

(Ec. 6.19)

$$\frac{dH}{dt} = m_{vapor} (h_{vapor} - h_c) - Q_{vapor}$$

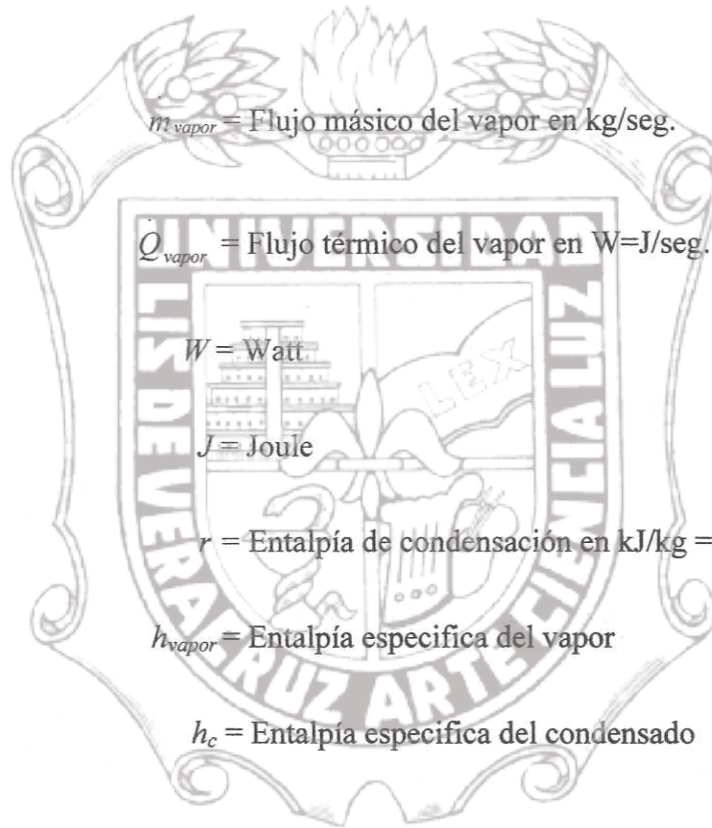
Además, se contempla que el vapor se introduce como vapor saturado y sale como líquido saturado. Por tanto se descartan los efectos de vapor húmedo y condensado subenfriado. Entonces la diferencia de entalpía es dada por la entalpía de condensación r , por tanto

$$\frac{dH}{dt} = m_{vapor} \cdot r - Q_{vapor} \quad (\text{Ec. 6.20})$$

y

$$H = H_{(t=0)} + \int_0^t (m_{\text{vapor}} \cdot r - Q_{\text{vapor}}) dt \quad (\text{Ec. 6.21})$$

donde



Q_{vapor} es negativa porque el vapor entrega su calor al proceso.

La Fig. 6-10 muestra el nuevo modelo del condensador de acuerdo con los principios de balance de energía, siendo THV el vector termo-hidráulico que contiene toda la información necesaria acerca de la transferencia de flujo y energía asociada con él, como la temperatura, mezcla del fluido, etc. Una parte considerable de los componentes para el THV del vapor y del condensado de salida presentados en la figura 6-9 pueden ser obtenidos de las ecuaciones de balance de energía. El THV del

refrigerante de entrada está conformado por el THV del enfriador, y el THV del refrigerante de salida es el resultado final de la dinámica del condensador.

- ◆ Entalpía total en el volumen del condensador

$$H = V(\rho h)_{\text{vapor}} \quad (\text{Ec. 6.22})$$

(Ec. 6.22)

Por lo tanto

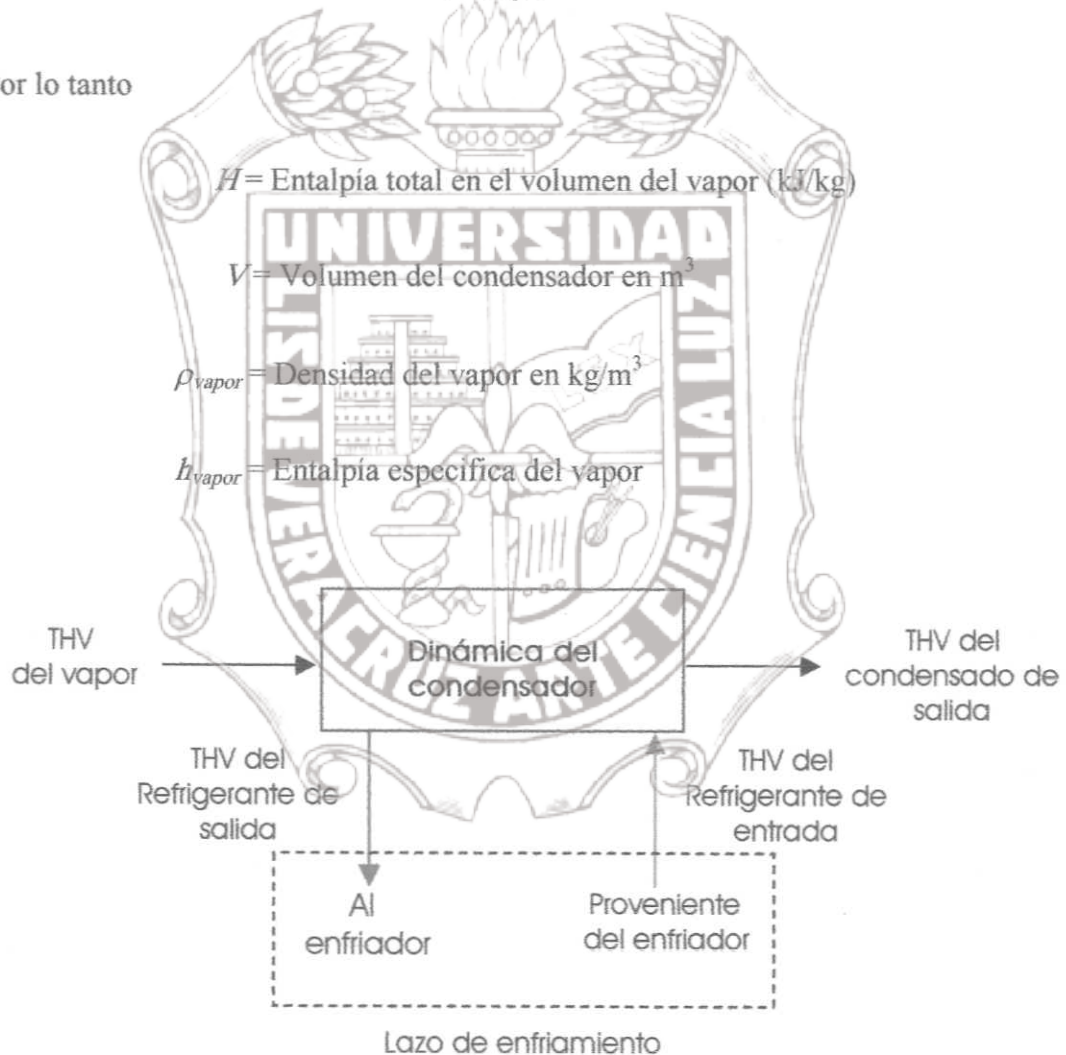


Figura 6-10. Diagrama de bloques del condensador con THV

Sustituyendo Ec. 6.22 en Ec. 6.21 se tiene:

$$V(\rho h)_{vapor} = V(\rho h)_{vapor} \Big|_{t=0} + \int_0^t (m_{vapor} \cdot r - Q_{vapor}) dt \quad (\text{Ec. 6.23})$$

entonces

$$(\rho h)_{vapor} = \frac{H_0 + \int_0^t (m_{vapor} \cdot r - Q_{vapor}) dt}{V} \quad (\text{Ec. 6.24})$$

Generalmente, ρ y h incluidos para el vapor, son dependientes de la temperatura (T) y presión (p) por tanto

$$\rho h = f(T, p) \quad (\text{Ec. 6.25})$$

En las condiciones asumidas para el vapor y líquido saturados la T y p son:

$$p_{vapor} = f(T_{vapor}) \quad (\text{Ec. 6.26})$$

Aplicando lo anterior en la Ec. 6.25, resulta

$$(\rho h)_{vapor} = f(T_{vapor}) \quad (\text{Ec. 6.27})$$

$$T_{vapor} = f[(\rho h)_{vapor}]$$

Por tanto

$$T_{vapor} = f \left(\frac{H_0 + \int_0^t (m_{vapor} \cdot r - Q_{vapor}) dt}{V} \right) \quad (\text{Ec. 6.28})$$

b) Balance de energía del refrigerante

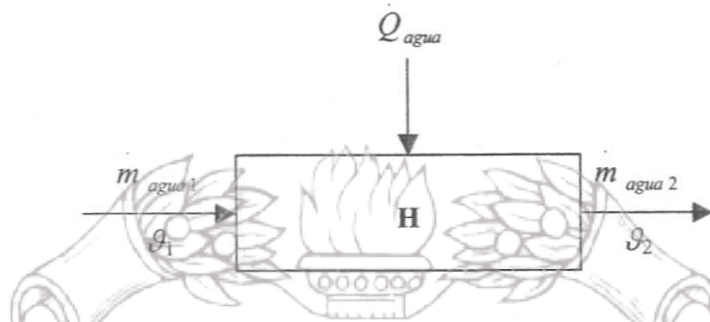


Figura 6-11. Dinámica del refrigerante en el condensador

$$\frac{dH}{dt} = m_{agua} \cdot C_p (g_1 - g_2) + Q_{agua} \quad (\text{Ec. 6.29})$$

Q_{agua} es positiva porque el refrigerante a través de los tubos del condensador absorbe el calor del vapor.

Usando transformada de Laplace en la Ec. 6.29 se tiene

$$H(s) = \frac{m_{agua}(s) \cdot C_p (g_1(s) - g_2(s)) + Q_{agua}(s)}{s} \quad (\text{Ec. 6.30})$$

donde

H = Entalpía total del refrigerante en el volumen (kJ/kg)

m_{agua} = Flujo másico del refrigerante en kg/seg.

C_p = Capacidad térmica del refrigerante en J / (kg • K)

K = Kelvin, donde 1K = 1°C

ϑ_1 = Temperatura del refrigerante de entrada en °C

ϑ_2 = Temperatura del refrigerante de salida en °C

Q_{agua} = Flujo térmico del refrigerante en W=J/sec.

A continuación se analizará cada parte de la Ec. 6.30

- Entalpía total en el volumen del tubo

$$H = \int m_{agua} \cdot c_p \cdot \vartheta dm = m_{agua} \cdot c_p \int \vartheta dm \approx m_{agua} \cdot c_p \cdot \frac{\vartheta_2 + \vartheta_1}{2} \quad (\text{Ec. 6.31})$$

y

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 + \frac{2H}{m_{agua} \cdot c_p} \quad (\text{Ec. 6.32})$$

donde

$$A_R = \text{Área interior de la sección transversal del tubo en m}^2 = \pi \frac{d_{int}^2}{4}$$

$$m_{agua} = \text{Masa del refrigerante en kg} = A_R \cdot L_{tubo} \cdot \rho_{agua}$$

$$\rho_{agua} = \text{Densidad del refrigerante en kg/m}^3$$

$$d_{int} = \text{Diámetro interior del tubo en metros}$$

$$L_{tubo} = \text{Largo total del tubo en metros}$$

La temperatura del refrigerante de entrada (\mathcal{G}_1) tiene un tiempo llamado tiempo de retención “(τ)” el cual es el retardo del volumen de agua-glycol que entra con la temperatura \mathcal{G}_1 . Los efectos en el cambio de temperaturas se mostrarán después de atravesar por el volumen del tubo.

$$\tau = \text{Tiempo de retención} = \frac{V}{\dot{V}} = \frac{\text{Volumen}}{\text{Flujo volumétrico}} = \frac{m^3}{m^3 / \text{seg.}} = \text{seg.}$$

donde el volumen (V) es de acuerdo al diámetro interno d_{int} .

Las siguientes figuras ayudarán a comprender mejor las definiciones anteriores:

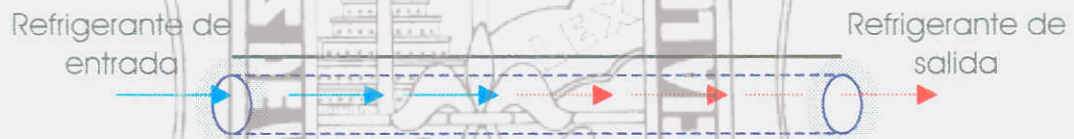


Figura 6-12. Recorrido del refrigerante dentro de un tubo del condensador



$$d_{total} = 2 \times R_{ext}$$

$$d_{int} = 2 \times R_{int}$$

Figura 6-13. Radios en el tubo

- Ecuación de transferencia de calor (flujo térmico) [4]

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta \vartheta_m \quad (\text{Ec. 6.33})$$

donde

k = Coeficiente de transferencia de calor en $W / (m^2 \cdot K)$

A = Área total de los tubos del condensador en m^2

$\Delta \vartheta_m$ = Diferencia de temperatura principal en $^{\circ}C$

$$= \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{\ln \left(\frac{T_{pared} - \vartheta_1}{T_{pared} - \vartheta_2} \right)}$$

T_{pared} = Temperatura en las paredes del tubo en $^{\circ}C$

- Coeficiente de transferencia de calor [4]

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{vapor}} + \frac{1}{\alpha_{agua}} + \frac{d_{total}}{\lambda} \quad (\text{Ec. 6.34})$$

entonces

α_{vapor} = Coeficiente de transferencia de calor del vapor en $W / (m^2 \cdot K)$

α_{agua} = Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante
en $W / (m^2 \cdot K)$

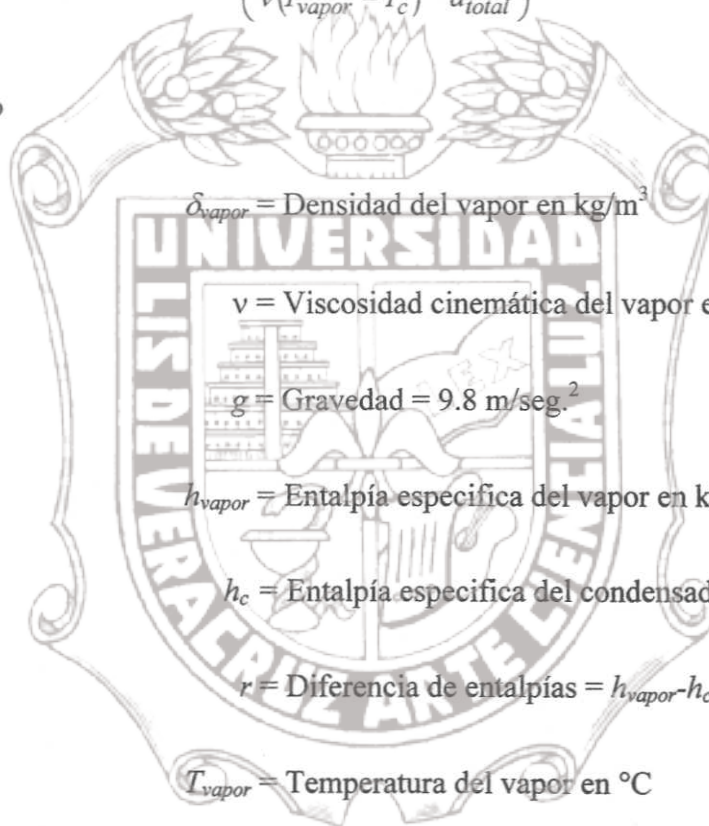
d_{total} = Diámetro total del tubo en metros

λ = Conductividad térmica del cobre en el tubo en W/ (m • K)

- Coeficiente de transferencia de calor del vapor [4]

$$\alpha_{vapor} = 0.728 \left(\frac{\delta_s \cdot g \cdot r \cdot \lambda^3}{\nu (T_{vapor} - T_c)} \cdot \frac{1}{d_{total}} \right)^{1/4} \quad (\text{Ec. 6.35})$$

por lo tanto



T_c = Temperatura del condensado en °C

- Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante [4]

$$\alpha_{agua} = \frac{0.024 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \lambda}{d_{total}} \quad (\text{Ec. 6.36})$$

donde

R_e = Número de Reynolds

P_r = Número de Prandtl

● Área total de los tubos del condensador

$$A = \frac{A_{ext} + A_{int}}{2} \cdot N$$

(Ec. 6.37)

por tanto

$$A_{int} = \text{Área interna del tubo} = \pi \cdot d_{int} \cdot L_{tubo}$$

$$A_{ext} = \text{Área externa del tubo} = \pi \cdot d_{total} \cdot L_{tubo}$$

L_{tubo} = Largo del tubo

N = Número de tubos dentro del condensador

6.1.5 Generador síncrono

Los generadores síncronos generalmente operan en paralelo como parte de un sistema de distribución de potencia. Los generadores están sincronizados e interconectados por líneas de transmisión de larga distancia. Desde un punto de vista de un generador individual, el sistema de potencia es la carga dentro de la cual el generador entrega potencia real y reactiva.

El sistema de potencia es modelado como una línea colectiva (bus) infinita, en la cual ésta mantiene frecuencia y voltaje constante, la amplitud y la fase son independientes de la operación del generador en análisis. La frecuencia del sistema

puede ser considerada constante, siendo establecida por la rotación controlada de muchos generadores. Así, si incrementamos la transmisión mecánica hacia un generador individual, no incrementamos frecuencia como dentro de una operación aislada, más bien se contribuye con mayor potencia real a la red pública. Asimismo, si aumenta la corriente de campo (C.D.) sobre un generador individual, no incrementa el voltaje de salida como una operación aislada; por el contrario cambia la potencia reactiva contribuida al sistema.

6.1.5.1 Modelo lineal del generador síncrono

Para el modelo en cuestión se analizará la siguiente figura:

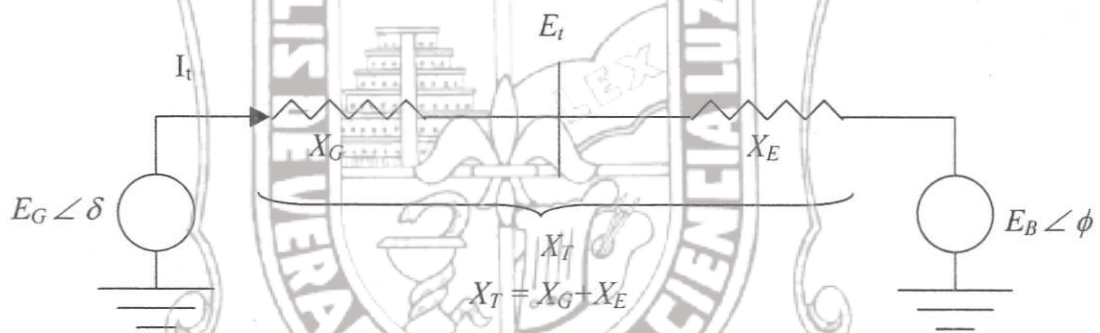


Figura 6-14. Esquema topológico del generador síncrono conectado a un bus infinito

Donde

E_G = Voltaje generado detrás de X_G . Su magnitud permanece constante al valor de pre-disturbio.

δ = Es el ángulo por el cual E_G adelanta al voltaje del bus infinito E_B . Cuando el rotor oscila durante una perturbación δ cambia.

X_G = Reactancia del generador.

X_E = Reactancia más allá de la estación de generación hacia la red pública
(Reactancia del bus infinito).

Con E_G como fasor de referencia se tiene:

$$I_r = \frac{E_G \angle 0^\circ - E_B \angle -\delta}{jX_T} = \frac{E_G - E_B(\cos \delta - j \text{sen} \delta)}{jX_T} \quad (\text{Ec. 6.38})$$

La potencia compleja atrás de X_G es calculada mediante

$$\begin{aligned} S' &= P + jQ' = E_G I_r^* \\ &= \frac{E_G - E_B \text{sen} \delta}{X_T} + j \frac{E_G(E_G - E_B \cos \delta)}{X_T} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 6.39})$$

Con la omisión de la resistencia del estator, la potencia en el entrehierro (P_e) es igual a la potencia terminal (P). En sistema por unidad, el torque en el entrehierro es igual a la potencia en el entrehierro [12]. Entonces:

$$T_e = P = \frac{E_G E_B}{X_T} \text{sen} \delta \quad (\text{Ec. 6.40})$$

Linealizando acerca de la condición inicial de operación representada por $\delta = \delta_0$ se tiene

$$\Delta T_e = \frac{\partial T_e}{\partial \delta} \Delta \delta = \frac{E_G E_B}{X_T} \cos \delta_0 (\Delta \delta) \quad (\text{Ec. 6.41})$$

Las ecuaciones de movimiento [12] son:

$$\frac{d\Delta \bar{\omega}_r}{dt} = \frac{1}{2H} (\bar{T}_m - \bar{T}_e - K_D \Delta \bar{\omega}_r) \quad (\text{Ec. 6.42})$$

$$\frac{d\delta}{dt} = \omega_0 \Delta \bar{\omega}_r \quad (\text{Ec. 6.43})$$

En sistema por unidad (p.u.) las ecuaciones anteriores cambian en:

$$p\Delta\omega_r = \frac{1}{2H} (\bar{T}_m - \bar{T}_e - K_D \Delta\omega_r) \quad (\text{Ec. 6.44})$$

$$p\delta = \omega_0 \Delta \bar{\omega}_r \quad (\text{Ec. 6.45})$$

donde $\Delta\omega_r$ es la desviación de velocidad en sistema por unidad, δ es el ángulo del rotor en radianes eléctricos, ω_0 es la velocidad eléctrica base del rotor en radianes por segundo y p es el operador diferencial d/dt con tiempo t en segundos.

Linealizando la Ec. 6.42 y sustituyendo ΔT_e calculado por la Ec. 6.41 se obtiene:

$$p\Delta\omega_r = \frac{1}{2H} \left[\Delta T_m - K_s \Delta\delta - K_D \Delta\omega_r \right] \quad (\text{Ec. 6.46})$$

Donde K_s es el coeficiente del torque sincronizado dado por,

$$K_s = \left(\frac{E_G E_B}{X_T} \right) \cos \delta_0 \quad (\text{Ec. 6.47})$$

Transformando la Ec. 6.45 en lineal, se tiene:

$$p\Delta\delta = \omega_0 \Delta \bar{\omega}_r \quad (\text{Ec. 6.48})$$

Escribiendo las ecuaciones 6.46 y 6.48 en la forma vector-matriz, se obtiene:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta\omega_r \\ \Delta\delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{K_D}{\omega_0} & -\frac{K_s}{2H} \\ \frac{1}{2H} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\omega_r \\ \Delta\delta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \Delta T_m \quad (\text{Ec. 6.49})$$

A B C

La expresión anterior está en la forma $\dot{x} = Ax + Bu$. Los elementos de la matriz de estado "A" son dependientes de los parámetros del sistema K_D, H, X_T y la condición de operación inicial representada por los valores de E_G y δ_0 . Entonces el diagrama de bloques de la Ec. 6.49 es:

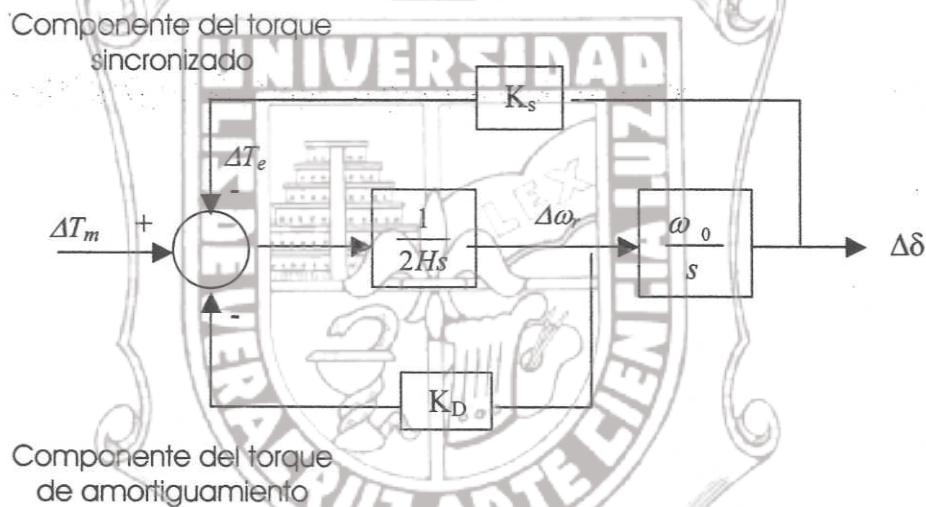


Figura 6-15. Diagrama de bloques del generador síncrono

donde

K_S = Coeficiente del torque sincronizado en torque p.u. / rad

K_D = Coeficiente del torque de amortiguamiento en Torque p.u. / desviación de velocidad p.u.

H = Constante de inercia, MW*s / MVA

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

$\Delta\omega_r$ = Desviación de velocidad en p.u. = $(\omega_r - \omega_0) / \omega_0$

$\Delta\delta$ = Desviación en el ángulo del rotor en radianes eléctricos

s = Operador Laplace

ω_0 = Tasa de velocidad en radianes eléctricos / seg = $2\pi f_0$

como

entonces

y



$$H = 5.48 \times 10^{-9} \frac{J_T (\text{rpm}^2)}{P_a} \quad (\text{Ec. 6.50})$$

P_a = Potencia aparente (MVA)

$$J_T = \text{Inercia total} = J_{ST} \left(\frac{\text{rpm}_{ST}}{\text{rpm}_G} \right)^2 + J_G$$

J_{ST} = Inercia de la turbina de vapor

rpm_{ST} = rpm de la turbina de vapor

J_G = Inercia del generador síncrono

rpm_G = rpm del generador síncrono

De la figura 6-15 se obtiene:

$$\Delta\delta = \frac{\omega_0}{s} \left[\frac{1}{2Hs} (\Delta T_m - K_s \Delta\delta - K_D \Delta\omega_r) \right] \quad (\text{Ec. 6.51})$$

despejando la Ec. 6.48 resulta:

$$\Delta\omega_r = s \frac{\Delta\delta}{\omega_0} \quad (\text{Ec. 6.52})$$

sustituyendo el valor anterior en la Ec. 6.51 se tiene:

$$\Delta\delta = \frac{\omega_0}{s} \left[\frac{1}{2Hs} (\Delta T_m - K_s \Delta\delta - K_D s \frac{\Delta\delta}{\omega_0}) \right] \quad (\text{Ec. 6.53})$$

Reordenando la ecuación anterior resulta:

$$s^2 (\Delta\delta) + \frac{K_D}{2H} s (\Delta\delta) + \frac{K_s}{2H} \omega_0 (\Delta\delta) = \frac{\omega_0}{2H} \Delta T_m \quad (\text{Ec. 6.54})$$

Por tanto, la ecuación característica es:

$$s^2 + \frac{K_D}{2H} s + \frac{K_s}{2H} \omega_0 = 0 \quad (\text{Ec. 6.55})$$

De acuerdo a la forma general:

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0 \quad (\text{Ec. 6.56})$$

6.1.5.3 Potencia entregada por el generador síncrono.

La ecuación 6.40 calcula la potencia (P) que se entrega a la red pública, con motivo de normalizar variables se establece $P=P_W$ y de acuerdo al ángulo de desviación del rotor obtenido del modelo lineal (Eq. 6.51) se tiene:

$$P_W = \frac{E_G E_B}{X_T} \text{sen}(\Delta\delta) \tag{Ec. 6.57}$$

Añadiendo a la Fig. 6-15 la ecuación anterior, ésta cambia en

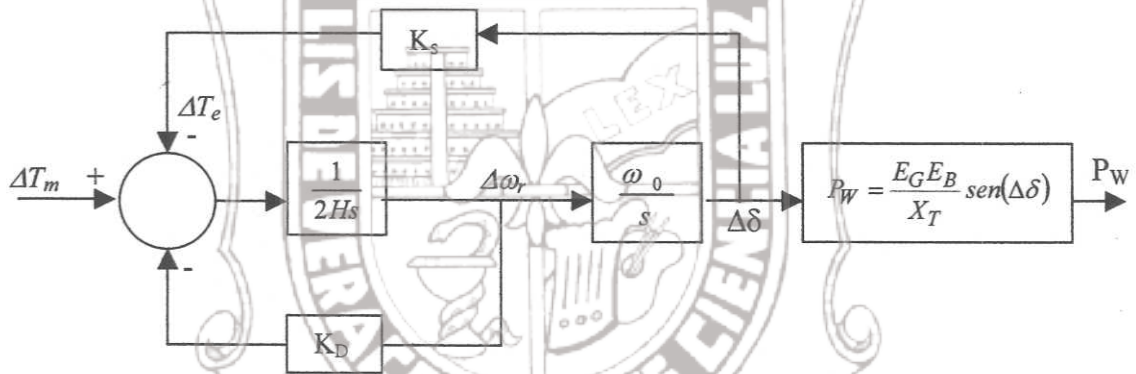


Figure 6-16. Diagrama de bloques del generador síncrono con etapa de potencia

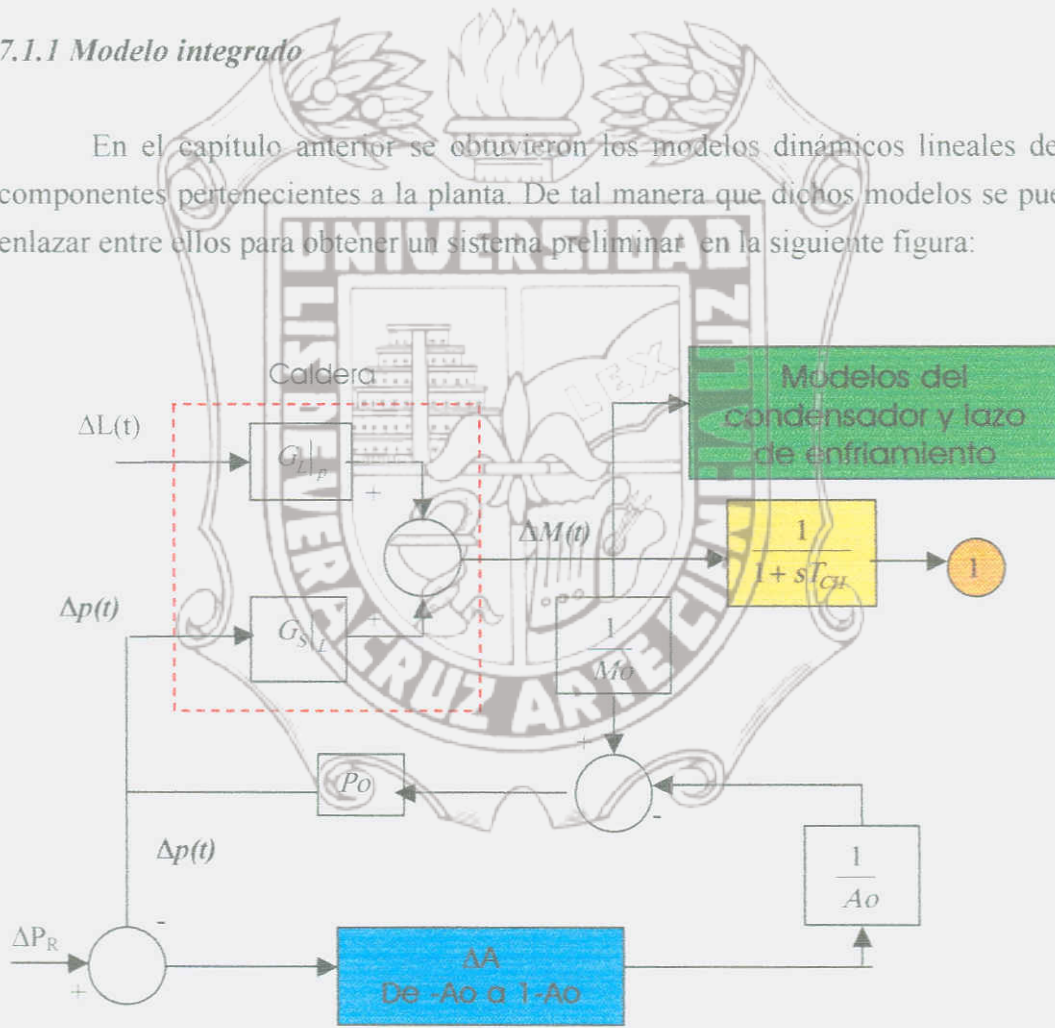
Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

VII. DISEÑO Y SIMULACIONES

7.1 Diseño del sistema de control de la planta eléctrica

7.1.1 Modelo integrado

En el capítulo anterior se obtuvieron los modelos dinámicos lineales de los componentes pertenecientes a la planta. De tal manera que dichos modelos se pueden enlazar entre ellos para obtener un sistema preliminar en la siguiente figura:



Control de la válvula gobernadora

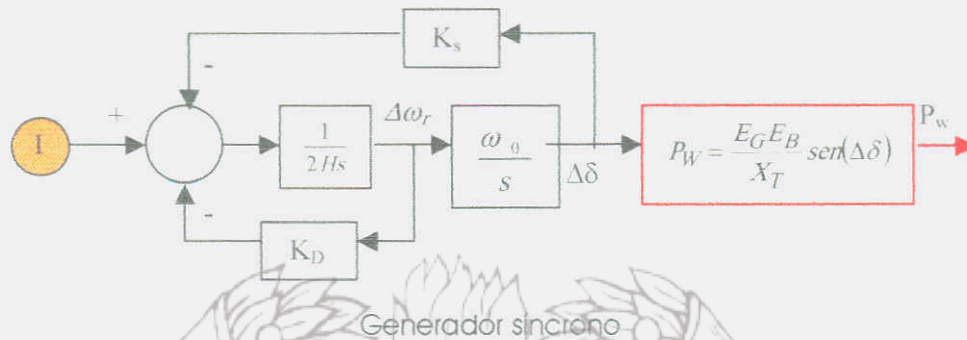


Figura 7-1 Modelos dinámicos integrados

7.1.2 Diseño del sistema de control para la presión interna y flujo másico del vapor

En la figura 6-4 se presentó el sistema de control para la presión y flujo másico, el cual se auxilia con la apertura de la válvula gobernadora. A continuación se presentará el diseño de este sistema a través de técnicas lineales.

7.1.2.1 Región operacional

Los parámetros para los modelos dinámicos del capítulo anterior están analizados en sistema por unidad debido a que los cálculos son más simples. De acuerdo a este concepto y a los datos de la planta eléctrica se establecen las siguientes consideraciones

1. La apertura (A_0) de la válvula gobernadora se encuentra dentro del rango de 0 y 1.
2. Los valores máximos del flujo másico (M_0) y la presión (P_0) son 1 kg/seg. y 30 bares.
3. Los valores del comando de carga de la caldera " $\Delta L(t)$ " son entre 0 y 1 kg/seg.

El sistema debe encontrarse dentro de una región que le permita trabajar como lineal. Para lograr este objetivo se establece un punto de operación dentro de cualquiera de los valores establecidos en las consideraciones anteriores.

Como ejemplo se escoge el comando de carga de la caldera " $\Delta L(t)$ " en 0.5 kg/seg. Con un limite mínimo de presión permitida (P_0) de 15 bares, en este punto de operación el flujo másico (M_0) tiene también un valor de 0.5 kg/seg, y la válvula gobernadora alcanza su máxima apertura ($A_0=1$).

La figura 7-2 muestra el comportamiento lineal alrededor de éste punto. Después del punto de operación la válvula mantiene su máxima apertura y el controlador no puede seguir regulándola formandose de ésta manera la región sin control.

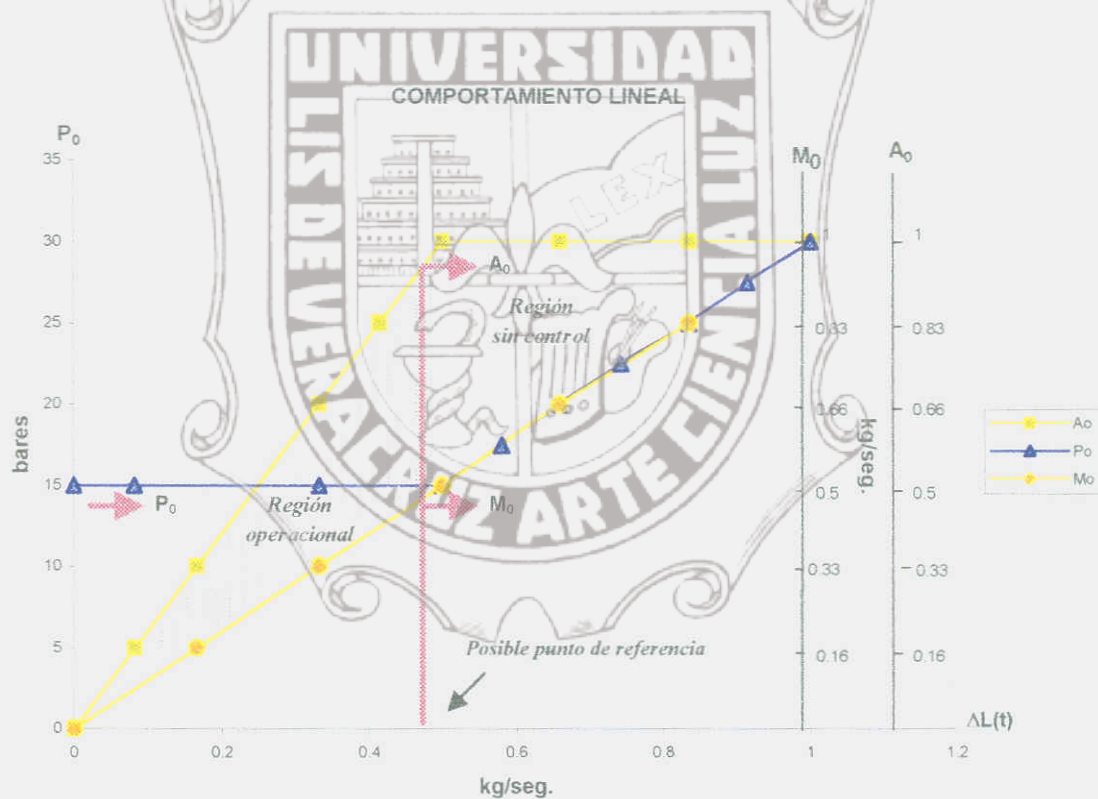


Figura 7-2. Comportamiento lineal de la presión interna, flujo másico de vapor y apertura de la válvula gobernadora en base a un punto de operación

7.1.2.2 Diseño del controlador

El objetivo principal del controlador es la óptima regulación de la presión interna en base a la apertura de la válvula gobernadora. Para el diseño de éste, se utiliza el paquete computacional SIMULINK compatible con el programa MATLAB porque contiene las librerías de control que permitirán el alcance del objetivo anterior.

El controlador debe trabajar dentro de la región operacional, fuera de ella la presión no será controlada porque la válvula está totalmente abierta y la presión y flujo másico se comportan de acuerdo a los valores del sistema sin control.

Para un análisis más sencillo, el controlador se diseñará en base a la respuesta de la presión interna (P). El control resultante se reflejará en el valor absoluto de P.

El punto de operación deseado debe respetar el rango de apertura absoluta de la válvula (0 hasta 1), por ésta razón sus límites son:

$$\Delta A = [-A_o \dots\dots\dots (A_{max} - A_o)] \quad \text{Ec. 7.1}$$

siendo A_o el punto de operación de la apertura y $A_{max} = 1$.

El flujo másico del vapor también tiene límites, los cuales son:

$$\Delta M = [-M_o \dots\dots\dots (M_{max} - M_o)] \quad \text{Ec. 7.2}$$

donde M_o es el punto de operación del flujo másico y $M_{max} = 1$ kg/seg.

Diseñando el sistema de la sección 6.1.2.1 de acuerdo al programa SIMULINK-MATLAB se obtiene la siguiente figura:

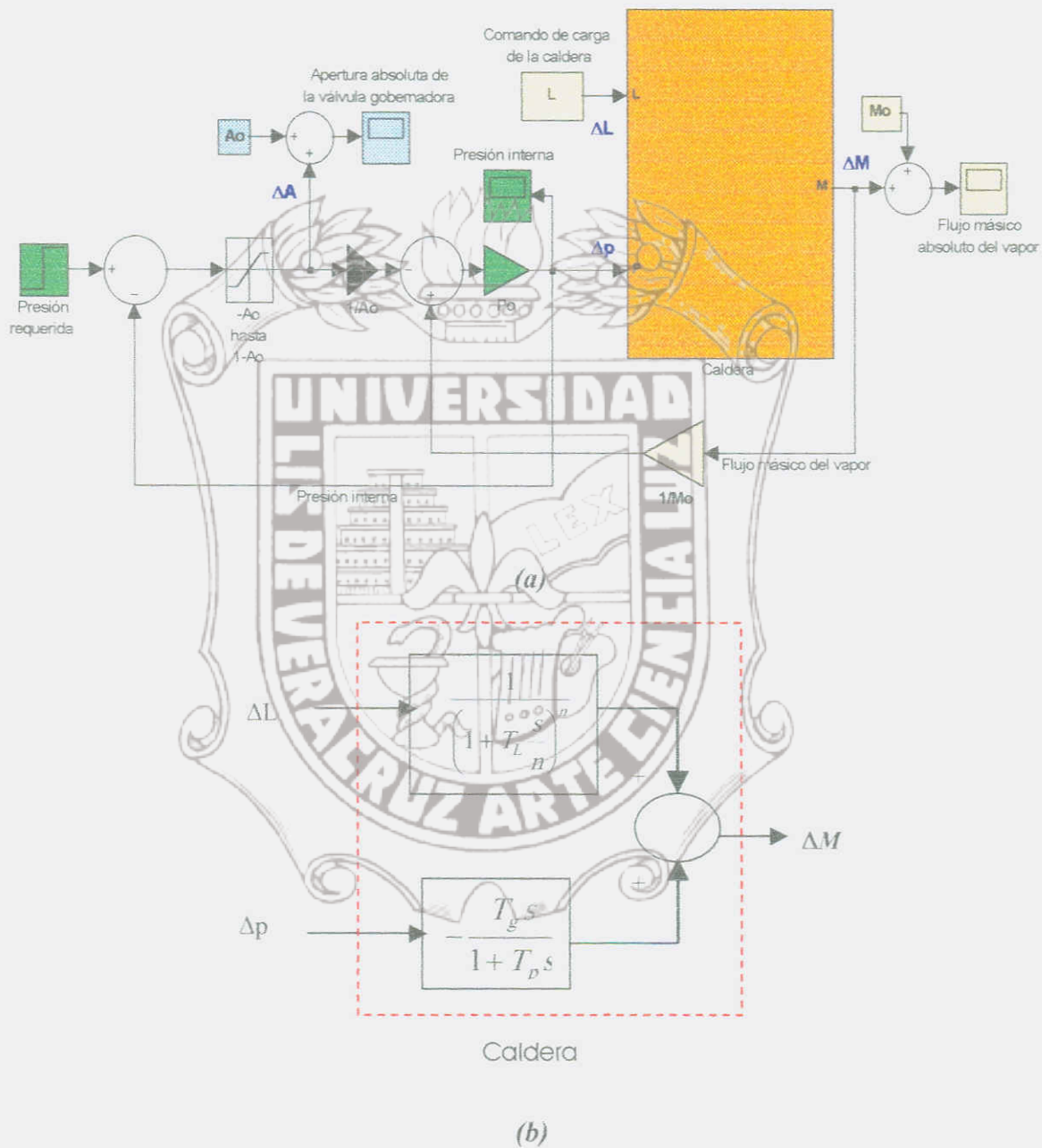


Figura 7-3. Sistema reordenado de la presión interna y flujo másico de vapor con control constante

Añadiendo los valores de la presión nominal y flujo másico a los resultados de ΔA y ΔM se obtienen los valores absolutos de ellos.

Si se prueba el sistema de la Fig. 7-3 (a) de acuerdo con el punto de operación escogido (Fig. 7-2) con una presión requerida (diferencia al punto de operación) de $\Delta P_r = 1$ (retardo de 100 seg.) y con un comando de carga de la caldera de $(L) = 0$, se generarán las siguientes curvas:



Figura 7-4. Respuesta a la presión interna

⁷ Siendo $L=0$, el punto de operación en $\Delta L(t)$, éste permanecerá en su posición original (0.5 kg/sec.).



Figura 7-5. Respuesta al flujo másico absoluto del vapor

Figura 7-6. Apertura absoluta de la válvula

De acuerdo a las gráficas anteriores el sistema proporciona una presión interna en el lado negativo y el flujo másico del vapor no se encuentra en los límites establecidos, sin embargo, la válvula alcanza su máxima apertura (valor de 1) cumpliendo con lo establecido.

El controlador se diseñará en base a la respuesta de la presión interna (P) ya que éste debe establecerse al valor de ΔP_r , el cual es de 1. Por tanto el control resultante se reflejará en el valor absoluto de P , que es la suma de su valor nominal (15 bares) con el valor de ΔP_r .

Para simplificar el siguiente análisis se puede situar una ganancia negativa de 1 en la trayectoria de la válvula, obteniendo de ésta manera una respuesta positiva. El nuevo modelo se presenta en la siguiente figura:

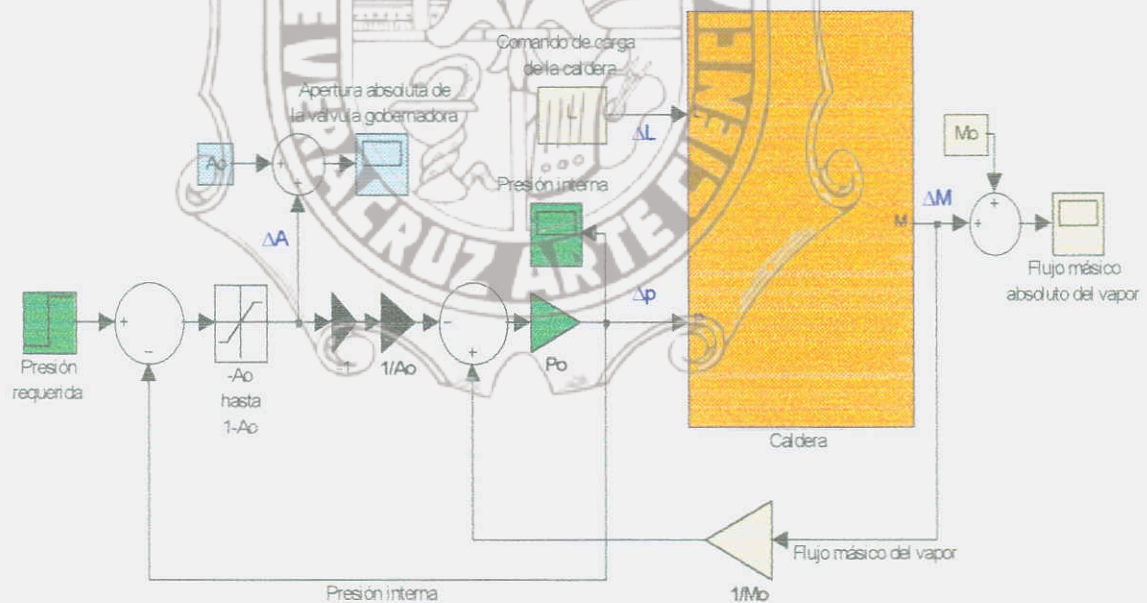


Figura 7-7. Sistema modificado de la presión interna y flujo másico de vapor con control constante

La modificación anterior genera las siguientes respuestas:



Figura 7-8. Respuesta a la presión interna con ganancia negativa

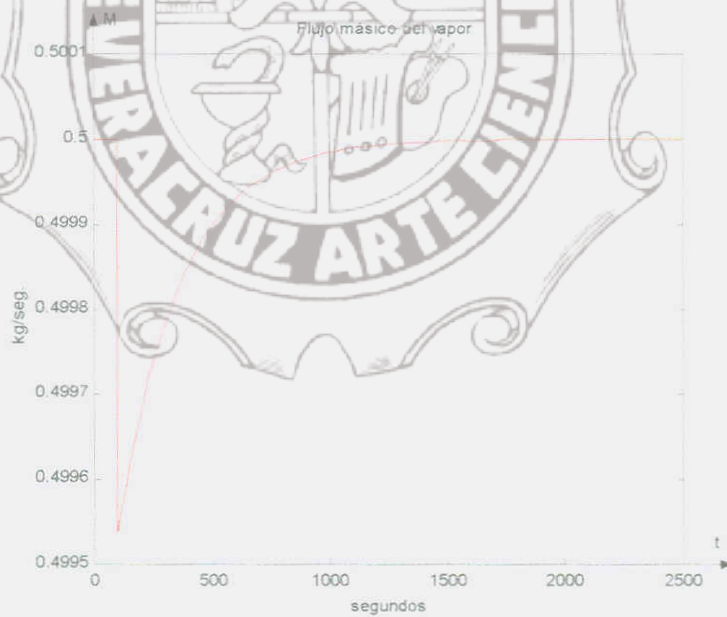


Figura 7-9. Respuesta al flujo másico absoluto del vapor con ganancia negativa



Figura 7-10. Apertura absoluta de la válvula con ganancia negativa

Aunque el flujo másico y la apertura de la válvula están dentro de sus rangos, la presión interna no está controlada.

Usando los parámetros óptimos de Chien, Hrones y Reswick⁸ a través del primer método de Ziegler-Nichols se encontrarán las constantes adecuadas para el controlador. En este caso particular un controlador PI será suficiente porque mejora el amortiguamiento, incrementa el tiempo de levantamiento y reduce el máximo sobreimpulso. Como la presión es el parámetro a regular el controlador PI debe situarse dentro del lazo de la presión interna.

Obteniendo los valores L y T de la Fig. 7-8 y calculando las constantes para el controlador PI de acuerdo al método anterior resulta:

$$K_p = 0.5352$$

$$T_i = 195$$

⁸ Ver sección 3.9.3

La ganancia negativa es añadida dentro del controlador PI, formando con esto el sistema de control que se muestra a continuación:

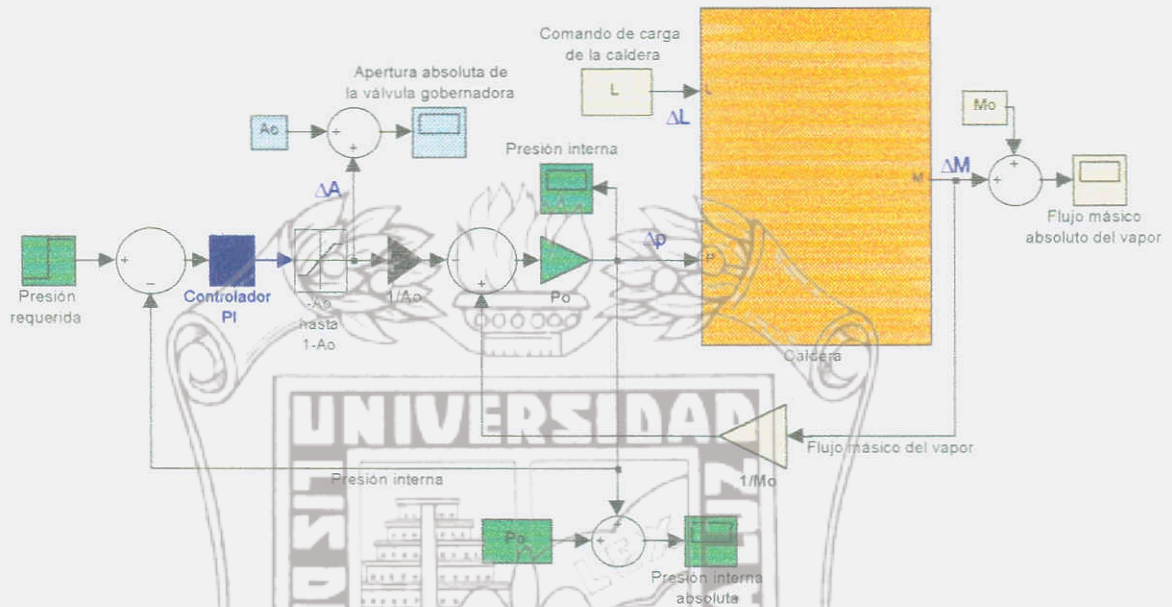


Figura 7-11. Sistema de control de la presión interna y flujo másico de vapor

El sistema anterior presenta las siguientes respuestas:

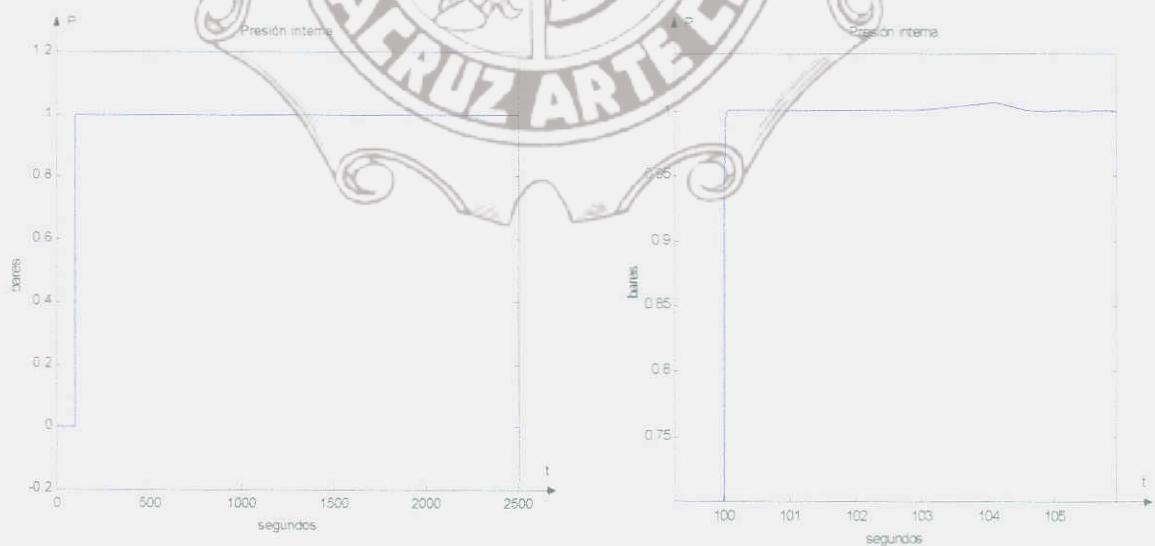


Figura 7-12. Respuesta controlada de la presión interna

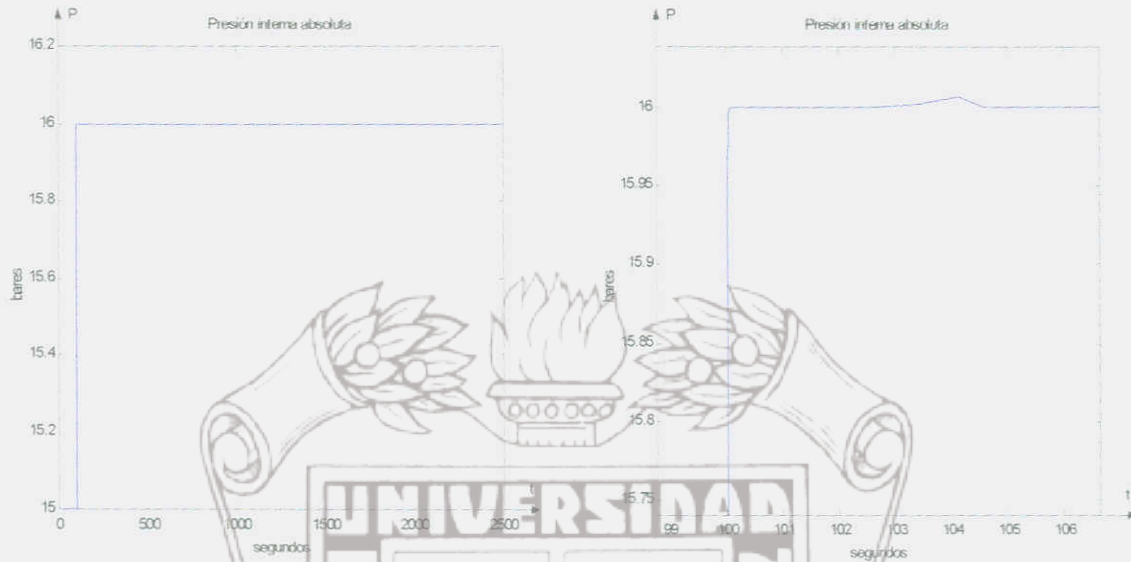


Figura 7-13. Respuesta controlada de la presión interna absoluta

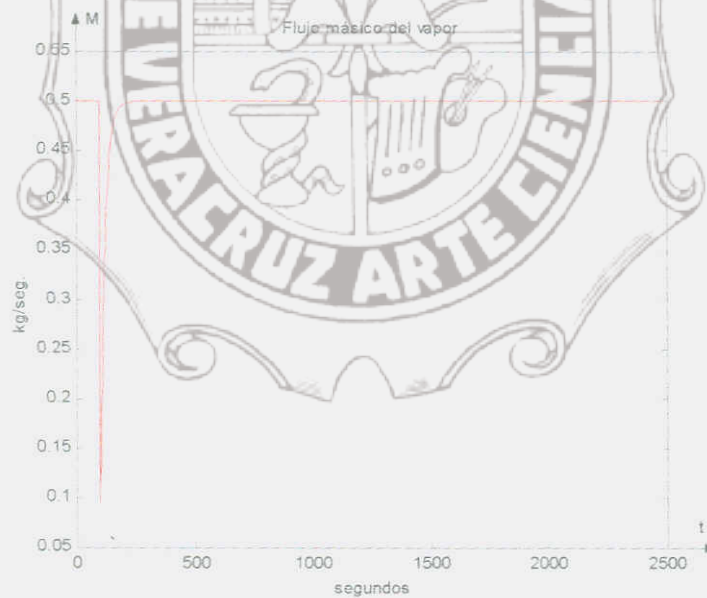


Figura 7-14. Respuesta controlada del flujo másico absoluto del vapor



Figura 7-15. Apertura absoluta controlada de la válvula

La presión interna se regula de acuerdo al valor fijado en la presión requerida, el mismo control ocurre en la presión interna absoluta. El flujo másico de vapor tiene una rápida respuesta dentro de su rango de operación, y la válvula gobernadora influenciada por la acción del controlador, cierra para lograr que la presión interna se incremente.

7.1.3 Diseño del sistema de control de enfriamiento para el condensador.

El modelo propuesto en la sección 6.1.4 provee los elementos necesarios para analizar el comportamiento dinámico del condensador, sin embargo los vectores Termo-Hidráulicos (THV) y el lazo de enfriamiento (incluido el enfriador) solo son mencionados.

El programa CARNOT⁹ (Conventional and Renewable eNergy systems Optimization Toolbox) [1] es una extensión del programa MATLAB- SIMULINK, y

⁹ El programa CARNOT pertenece al Instituto Solar de la universidad FH Aachen división Jülich

éste será una poderosa herramienta en el diseño del sistema de control; ya que trabaja con THV y tiene las librerías para el cálculo y simulación de los componentes térmicos.

7.1.3.1 Diseño del condensador

Para linealizar el modelo, se introducen las siguientes consideraciones:

1. $T_{\text{condensado}} = T_{\text{vapor}} - 1K$
2. $\dot{Q}_{\text{agua}} = \dot{Q}_{\text{vapor}}$
3. $\vartheta_2 \approx 60^\circ C$ (para obtener una temperatura constante del agua condensada)

Aplicando las relaciones anteriores en las ecuaciones obtenidas en la sección 6.1.4 y usándolas en el programa CARNOT, se obtendrá el modelo computacional que describe el comportamiento dinámico del condensador.

La figura 7-16 muestra el modelo computacional deseado, el cual trabaja con los vectores termo-hidráulicos para el vapor (THV_vapor), para el refrigerante de entrada (THV_entrada refrigerante), para el refrigerante de salida (THV_salida refrigerante) y para el agua condensada (THV_condensado de salida), por tanto el modelo propuesto en la Fig. 6-10 es finalmente posible.

A continuación se describirán los subsistemas que la Fig. 7-16 contiene:

- ◆ El subsistema “Entalpías” (Fig. 7-17) contiene las gráficas que están en función de la temperatura del vapor para obtener las entalpías del vapor y del refrigerante de entrada.
- ◆ El subsistema “Flujo térmico” (Fig. 7-18) es de acuerdo a las ecuaciones 6.33-6.37 y calcula el flujo térmico del refrigerante de entrada (\dot{Q}_{agua}) con

la ayuda de las librerías pertenecientes al programa CARNOT. Los coeficientes de transferencia de calor del vapor y del refrigerante de entrada (α_{vapor} y α_{agua}) son calculados por los subsistemas internos que tienen los mismos nombres, el subsistema interno A calcula el área total de los tubos del condensador y el subsistema interno dT_In proporciona la diferencia principal de temperatura ($\Delta\theta_m$).

- ◆ La capacidad térmica, flujo másico y masa del refrigerante son calculados en el subsistema "Masa, cp y flujo másico" (Fig. 7-19)
- ◆ La temperatura del vapor (T_{vapor}) se calcula en el subsistema "Balance en la parte de vapor" (Fig. 7-20)¹⁰ a partir de la gráfica acorde a los valores que están en función de la Ec. 6-24.

7.1.3.2 Diseño del lazo de enfriamiento controlado

La librería SAMMLUNG (perteneciente al programa CARNOT) contiene el modelo continuo del enfriador (cooler NEMA continuous control) y el modelo de su controlador (conti control), los cuales se analizarán a continuación:

El enfriador necesita el THV salida refrigerante y el THV de las condiciones ambientales del aire (ambient THV) como las condiciones de entrada del modelo, teniendo como salida el THV del líquido refrigerado (THV coolant).

Este modelo también necesita una señal de control, porque es controlado en base al principio de la variación en rpm de los ventiladores situados dentro del enfriador. La velocidad del ventilador (rpm) tiene influencia en el flujo de aire transportado por los ventiladores, y la temperatura del líquido refrigerante que pasa a través del enfriador también será afectada.

¹⁰ El listado de los programas contenidos en este subsistema se encuentran en el apéndice B

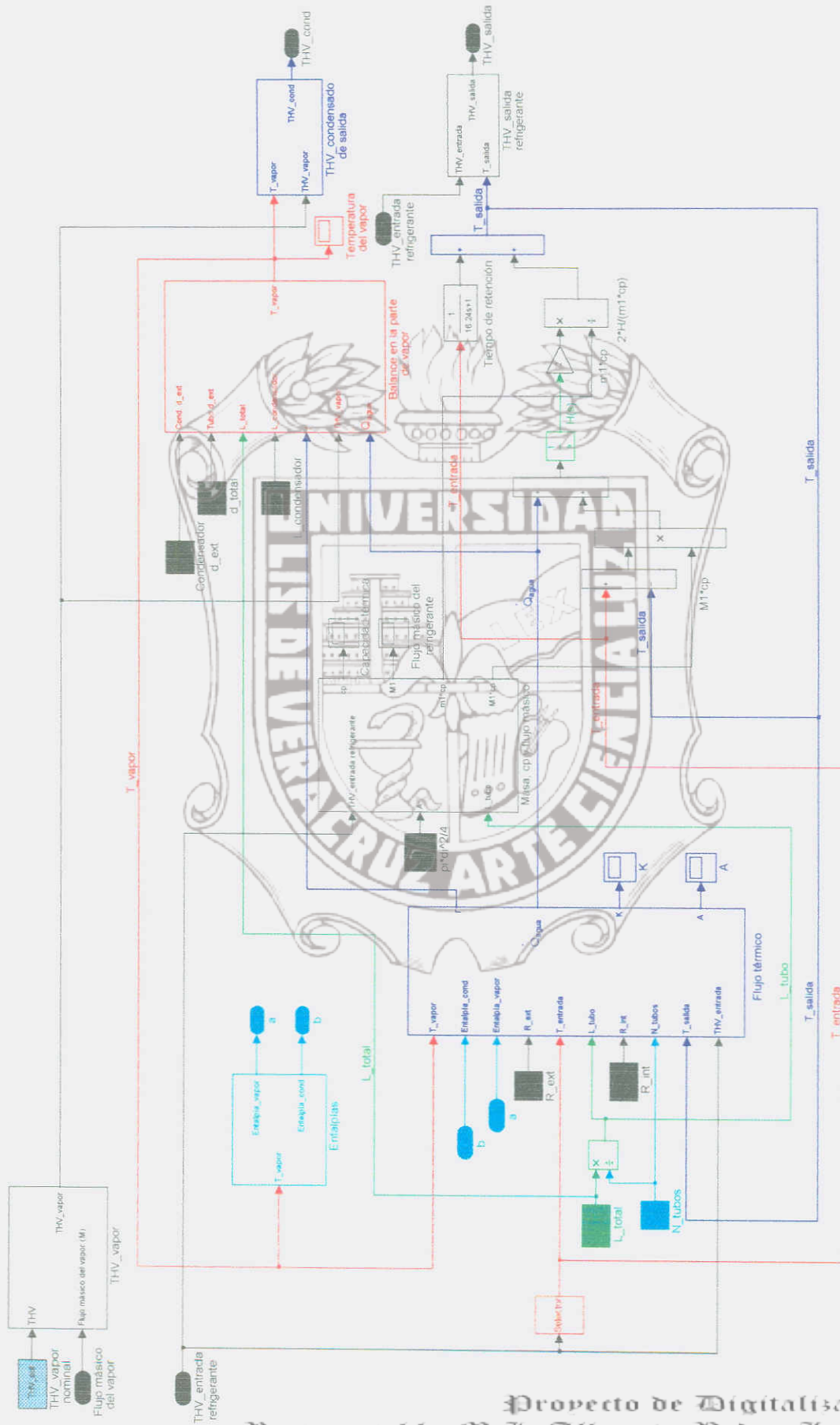


Figura 7-16. Modelo dinámico del condensador en base al programa MATLAB-SIMULINK-CARNOT

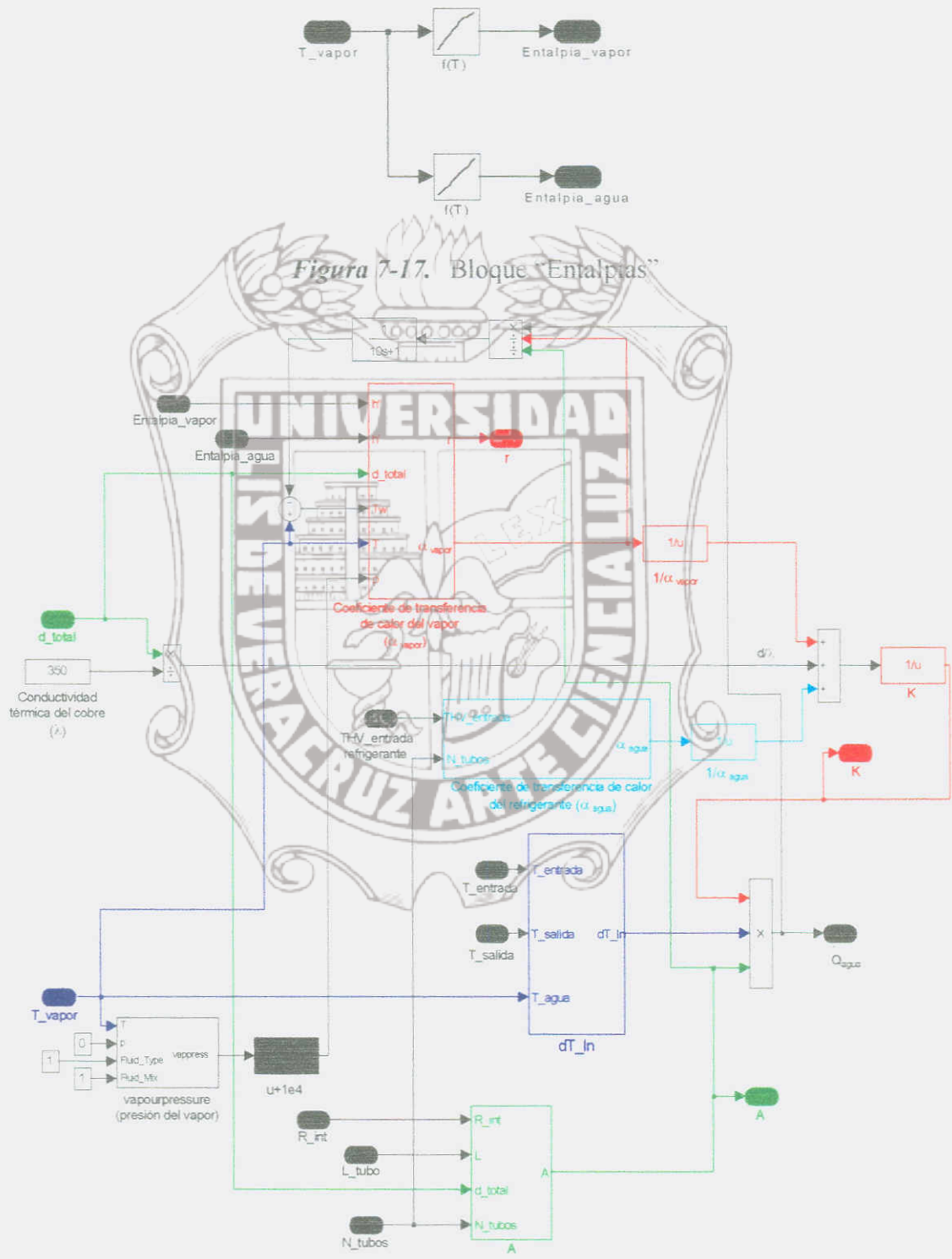


Figura 7-17. Bloque "Entalpias"

Figura 7-18. Bloque "Flujo térmico"

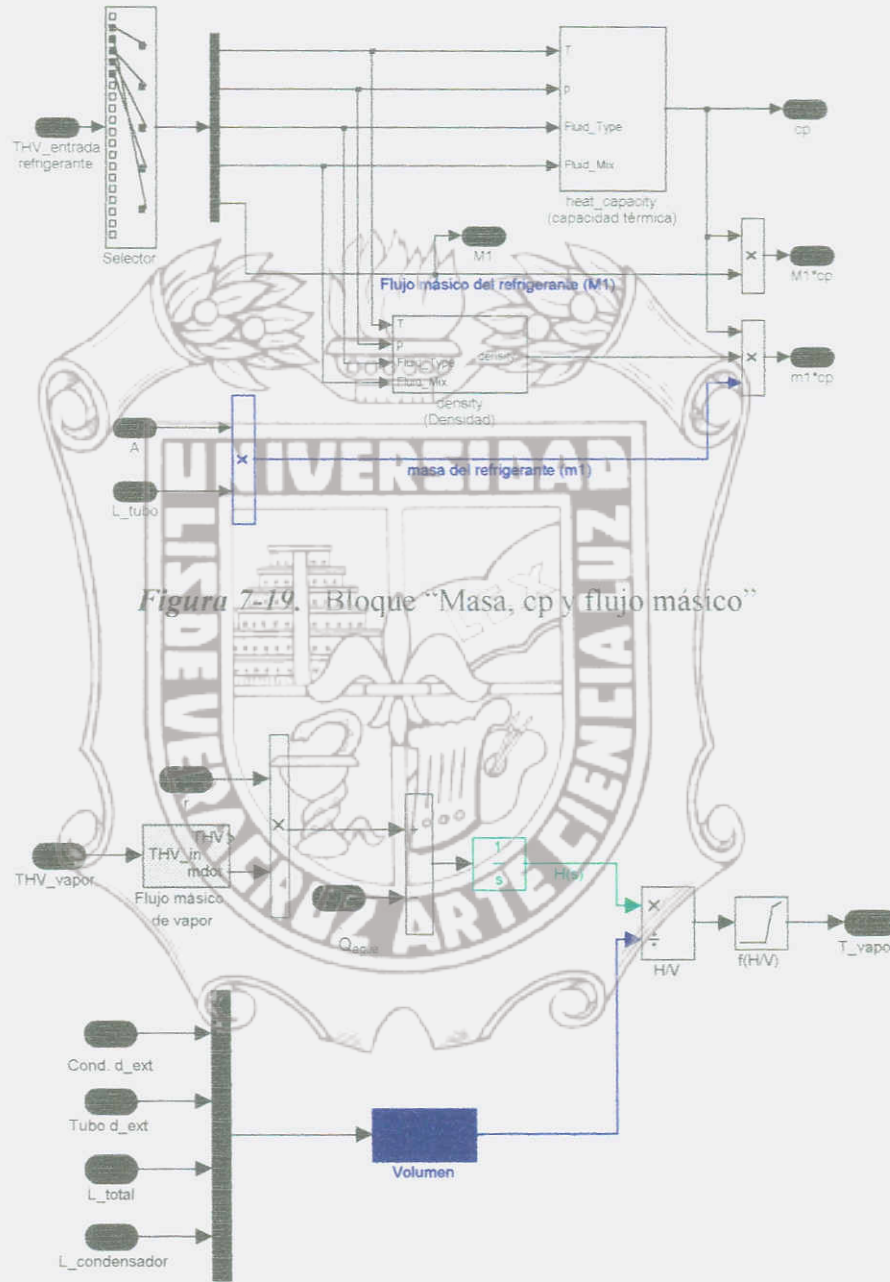


Figura 7-20. Bloque "Balance en la parte del vapor"

La señal de control para el enfriador fue diseñada en un rango de 0 a 12°C; siendo el objetivo del modelo del controlador proveer una señal dentro de estos límites por medio de la diferencia entre \mathcal{S}_2 y la temperatura de referencia.

Para completar el lazo de enfriamiento se necesita una bomba que impulse el líquido refrigerante proveniente del enfriador hacia el condensador. La librería de bombas en el programa CARNOT (pump library) contiene el modelo constante de la bomba, el cual es añadido después del enfriador. El modelo resultante conectado al condensador formara el siguiente sistema de control.

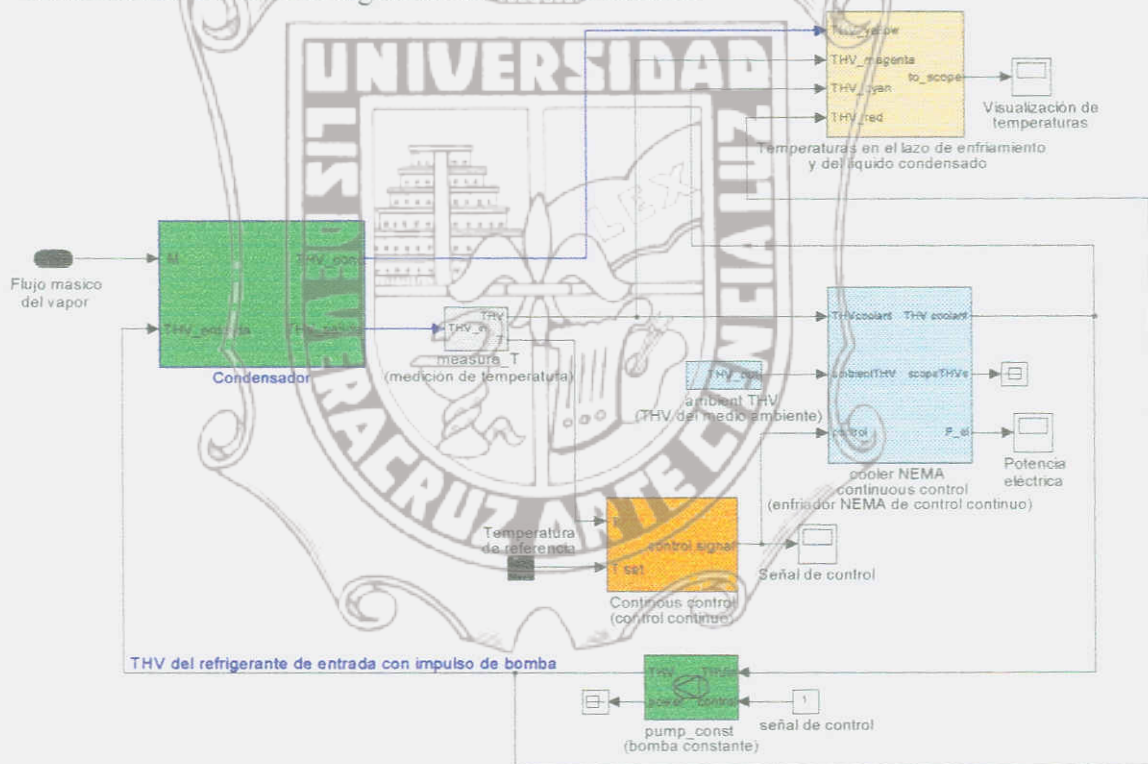


Figura 7-21. Sistema de control de enfriamiento

7.1.4 Sistema de supervisión y protección del proceso.

La figura 7-22 muestra el modelo integrado final, proveniente de los análisis anteriores y el cual comparte similitudes con el modelo propuesto en la Fig. 7-1, teniendo como diferencia un dispositivo indicador.

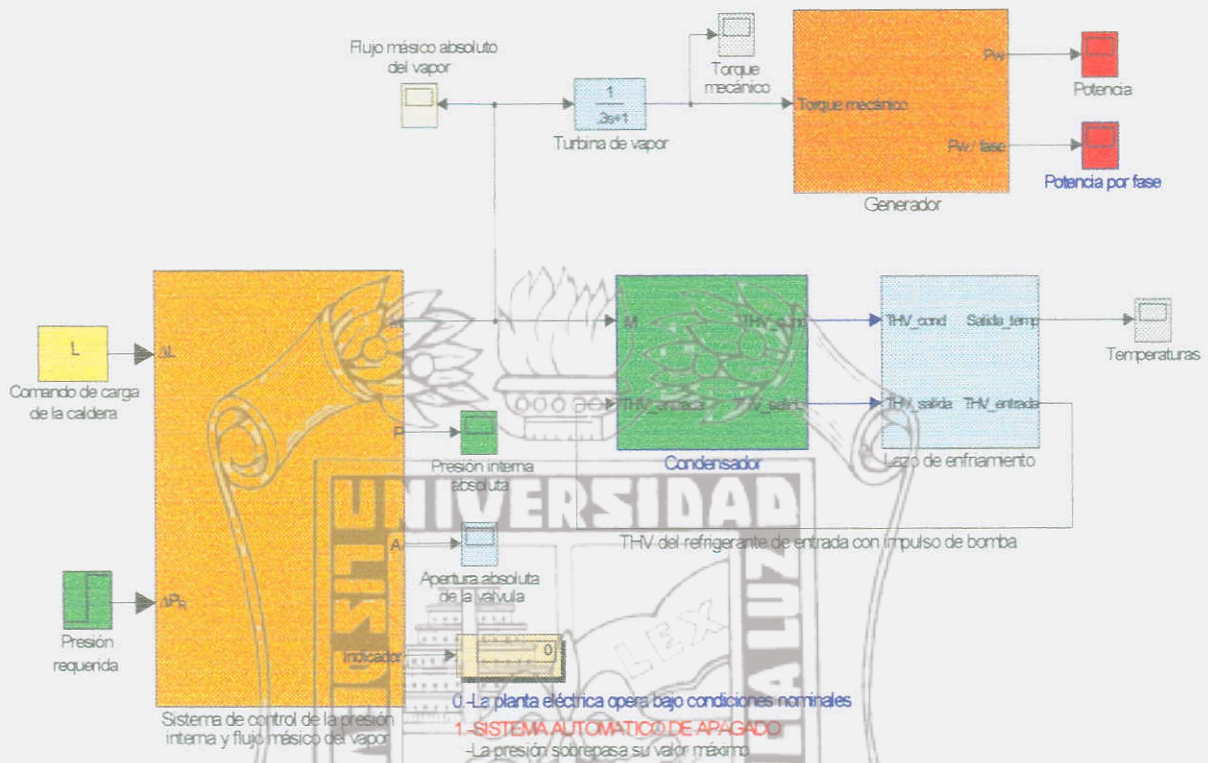


Figura 7-22. Sistema de control de la planta eléctrica

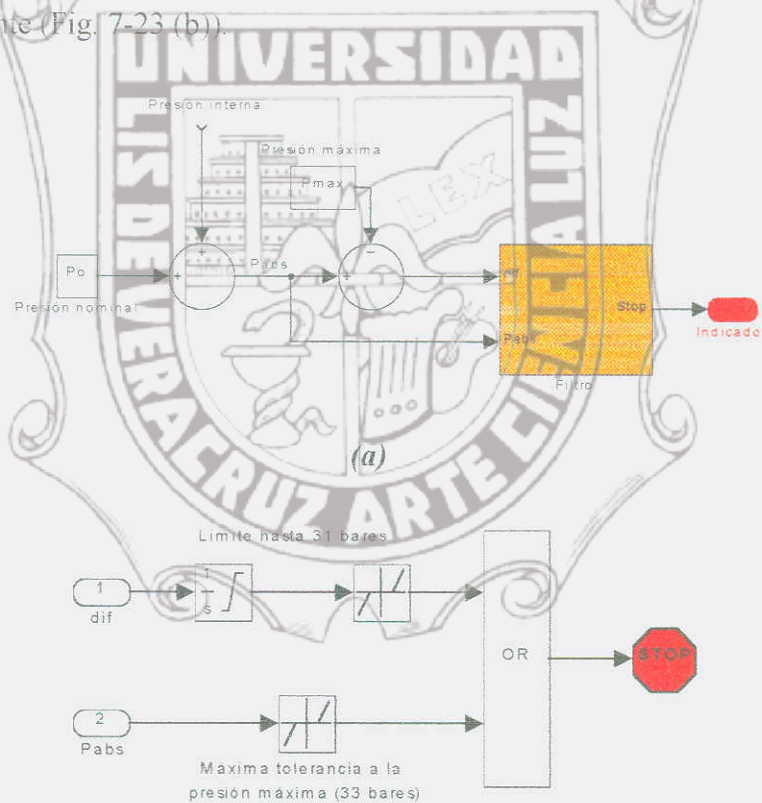
El dispositivo indicador es el elemento final del sistema de control del proceso que supervisará la respuesta del controlador y sensores dentro de la caldera, mostrando en su barra de visualización las siguientes condiciones:

- 0. La planta eléctrica trabaja bajo condiciones nominales.
- 1. Sistema de paro automático.

Si la planta trabaja de acuerdo a las especificaciones nominales el indicador mostrará un "0", cuando las entradas de la caldera no estén dentro de las condiciones específicas el sistema de supervisión y protección (Fig. 7-23) detiene automáticamente el proceso y mostrará un "1" en el indicador.

La Fig. 7-23 (a) muestra que el bloque filtro recibe la diferencia entre la presión absoluta (P_{abs}) y la máxima presión ($P_{max}=31$ bares) existente en la planta, con esta información el control analiza el comportamiento de la presión interna y detendrá el proceso cuando la presión absoluta sobrepase los 31 bares.

El bloque filtro tiene como segunda entrada la presión absoluta puesto que la planta puede tener un sobrepulso mayor a los 31 bares, lográndose establecer en un cierto periodo de tiempo a un valor menor de 31 bares. El bloque filtro tendrá una tolerancia de 33 bares, sobrepasando este valor el proceso se detendrá automáticamente (Fig. 7-23 (b)).



(b)

Figure 7-23. Sistema de supervisión y protección

(a) Representación completa

(b) Bloque filtro

7.2 Pruebas y mejoramiento del diseño propuesto

7.2.1 Simulaciones del proceso controlado

A continuación se presentan las simulaciones de las diversas respuestas correspondientes a la turbina de vapor, generador síncrono, condensador y lazo de enfriamiento controlado de acuerdo al punto de operación escogido; solamente las simulaciones de la caldera son omitidas porque fueron observadas y analizadas en la sección anterior.

Los valores utilizados en las simulaciones se encuentran en la hoja de datos técnicos del apéndice C.

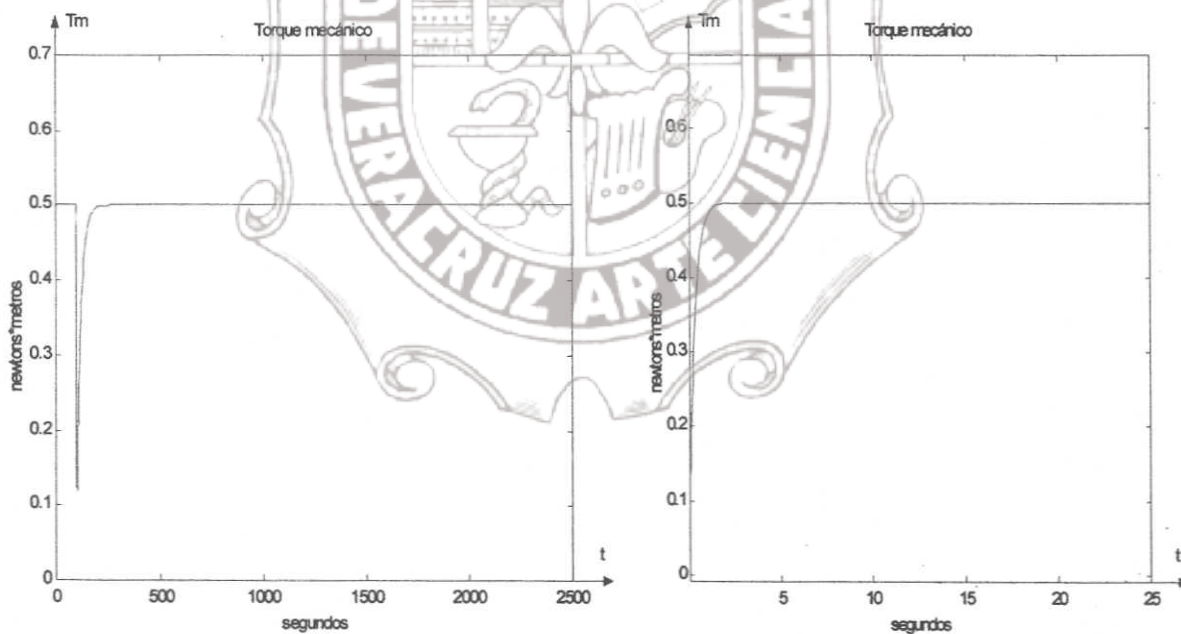


Figura 7-24. Torque mecánico proveniente de la turbina de vapor

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

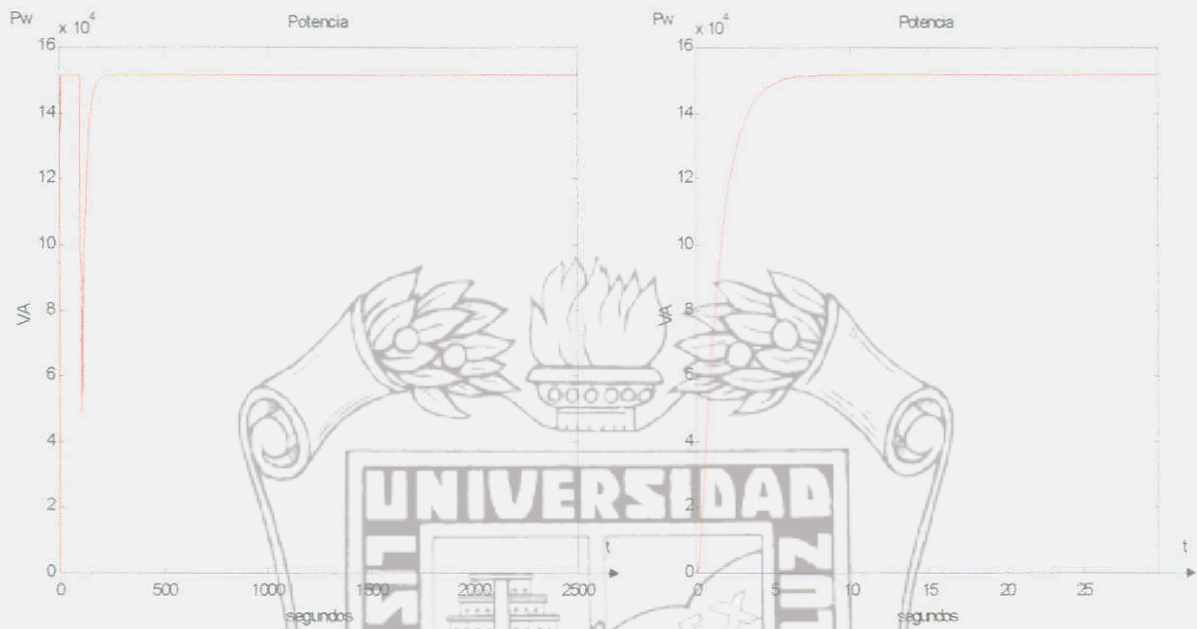


Figura 7-25. Potencia producida por el generador sincrónico

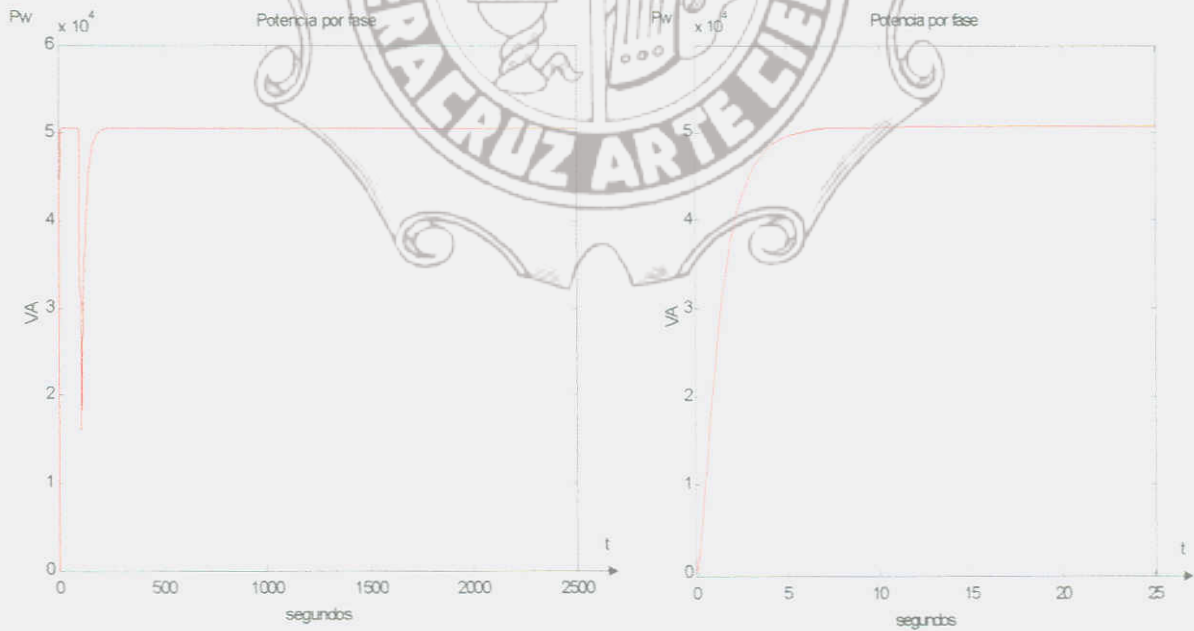


Figura 7-26. Potencia por fase generada por el generador sincrónico



Figura 7-27. Temperaturas provenientes del condensador y lazo de enfriamiento

7.2.2 Mejoramiento del sistema de control de enfriamiento

Se observa en la Fig. 7-27 que “T refrigerante de salida (θ_2)” está acorde con la consideración de establecerse en 60°C y las otras temperaturas son controladas en rangos aceptables; sin embargo, la respuesta transitoria en cada una de ellas es lenta.

Para obtener una respuesta transitoria más rápida se implementará al igual que en la sección 7.1.2.2 un controlador PI conforme a las reglas de Chien, Hrones y Reswick, diseñándose de acuerdo a la salida del bloque control continuo (control signal) perteneciente al lazo de enfriamiento de la Fig. 7-21.

Siguiendo las reglas anteriores se obtienen los siguientes valores:

$$K_p = 0.001$$

$$T_i = 0.09$$

El controlador PI se sustituye dentro del bloque conti control, logrando los siguientes cambios:

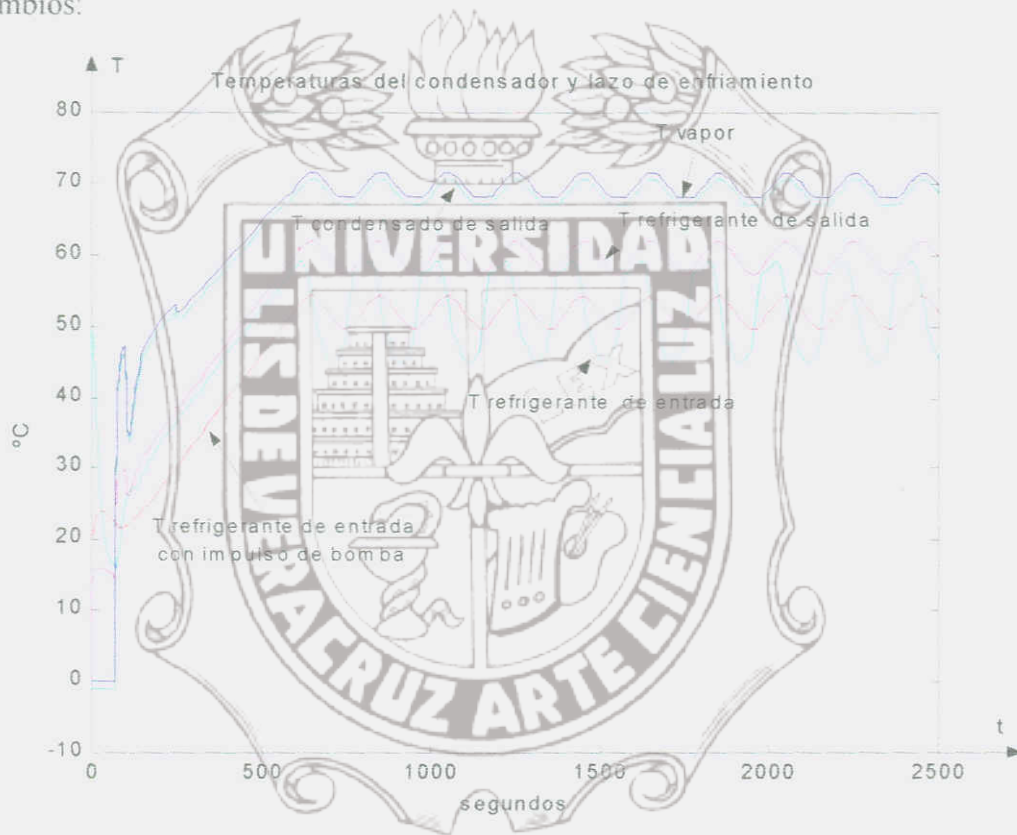


Figura 7-28. Temperaturas del condensador y del lazo de enfriamiento influenciadas por el controlador PI.

Se puede apreciar en la figura anterior que las diversas gráficas presentan una mejoría al reducirse sus máximos sobrepulsos y al ser sus respuestas transitorias más rápidas, satisfaciendo con esto el óptimo desempeño en la planta.

Con los cambios presentados en la Fig. 7-28 no son alteradas las respuestas de los otros modelos de la planta eléctrica.

CONCLUSIONES

Los controladores PI que fueron diseñados utilizando la teoría de control clásica garantizan un adecuado control del proceso, por lo que la linealización de procesos industriales (siempre y cuando el proceso lo permita) simplifica de gran manera la tarea de análisis y diseño obteniendo resultados satisfactorios.

El programa MATLAB-SIMULINK es una poderosa herramienta para el análisis y estudio de sistemas de control y la paquetería CARNOT representa una valiosa ayuda para la simulación de los componentes térmicos e hidráulicos.

Las diversas respuestas del sistema de potencia simulado en el programa MATLAB-SIMULINK-CARNOT se encuentran dentro de los rangos establecidos, garantizando con esto un óptimo funcionamiento del proceso.

El sistema de supervisión y protección monitorea constantemente el proceso, deteniéndolo en el momento que sean excedidas las condiciones de operación.

Los resultados anteriores generan a la empresa un ahorro de dinero al trabajar solamente con la hoja del fabricante de cada componente de la central eléctrica, obteniendo de ella los datos que necesitan los modelos diseñados, ahorro de tiempo y esfuerzo al poder realizar diversas simulaciones del proceso con componentes diferentes.

Cabe resaltar que estableciendo en la sociedad una buena cultura ecológica (separando la materia orgánica e inorgánica de los desechos generados por la comunidad y la industria) propiciará que el modelo de planta eléctrica analizado en esta tesis sea viable como fuente generadora alterna y/o complementaria de energía en nuestro país.

BIBLIOGRAFÍA

1. CARNOT user's guide
Solar Institut FH Aachen Abt. Jülich, 1999, págs. 62-229
2. Digital speed governor for steam turbine
S.C. Tripathy
Energy convers. Mgmt, New Delhi Vol. 35, No. 2, págs. 159-166, 1994
3. Dinámica de Sistemas
Katsuhiko Ogata
Prentice Hall, México, 1993, págs. 506-512
4. Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 19. Auflage
W. Beitz, K.-H. Grote
Springer, Berlin, 1997, págs. D25-D31, Z1-Z11
5. Engineering thermodynamics work & heat transfer
Rogers & Mayhew
Longman group limited, New York, 1990, págs. 32-44, 144-149
6. Equipo Supervisorio de Turbinas de Vapor
Comisión Federal de Electricidad
México, págs. 1-1 hasta 2-4
7. Folleto interno sin registro de la empresa G.A.S Energietechnik GMBH
Alemania, págs. 2-15

8. Foundations of Electrical Engineering
J.R. Cogdell
Prentice hall international, London, 1996, págs. 767-771
9. Ingeniería de Control Moderna
Katsuhiko Ogata
Prentice Hall, México, 1993, págs 636-647
10. Kraftwerkstechnik
Karl Strauss
Springer-Verlag, Berlin 1992, págs. 279-287
11. MATLAB.5 für Ingenieure
Biran, Breiner
Addison Wesley, Bonn, 1999, págs. 229-260, 278-279
12. Power systems stability and control
P. Kundur
McGraw-Hill, New York 1994, págs. 59-75, 128-136, 174, 175, 418-426, 728-732
13. Principles and applications of electrical engineering
Giorgio Rizzoni
IRWIN, Chicago, 1996, págs 894-896
14. Taschenbuch der Regelungstechnik
Lutz, Wendt
Verlag Harri Deutsch, Thun ; Frankfurt, 1998, págs. 378,379

Direcciones Electrónicas:

1. http://www.buber.esc.edu.ar/01/otto-krause/museo_tecnologico/calderas.htm
2. http://www.buber.esc.edu.ar/01/otto-krause/museo_tecnologico/vapor.htm
3. <http://www.cannon.net/~gonyeau/nuclear/cr.htm>
4. <http://www.cannon.net/~gonyeau/nuclear/gr.htm>
5. <http://www.cannon.net/~gonyeau/nuclear/tb.htm>
6. <http://www.energy.ca.gov/development/biomass/anaerobic.html>
7. <http://www.energy.ca.gov/education/story/story.html/chapter03.html>
8. <http://gate.gtz.de/biogas/basics/basics.html>
9. http://gate.gtz.de/biogas/AT_biogas.html
10. <http://www.interlog.com/~bitewise/tech/mechpowr/turbine.htm>
11. <http://www.mathworks.com>
12. <http://www.mae.engr.ucf.edu/~aim/egn3343/rankine/sld015.htm>
13. <http://multiverse.com/ddawson/we/school/col-ffpg/dept-btg/btg400.htm>
14. <http://www.people.virgina.edu/~kp14b/turbine/paperx.gif>
15. <http://www.people.virgina.edu/~kp14b/turbine/steam.html>
16. <http://www.soton.ac.uk/~engenvir/engineering/gizmos/generat.html>
17. <http://www.uq.edu.au/~e4nsrdja/tea...213/Related/Components/Turbine.htm>

APÉNDICE A

A continuación se presentará como está formada la planta eléctrica en análisis:

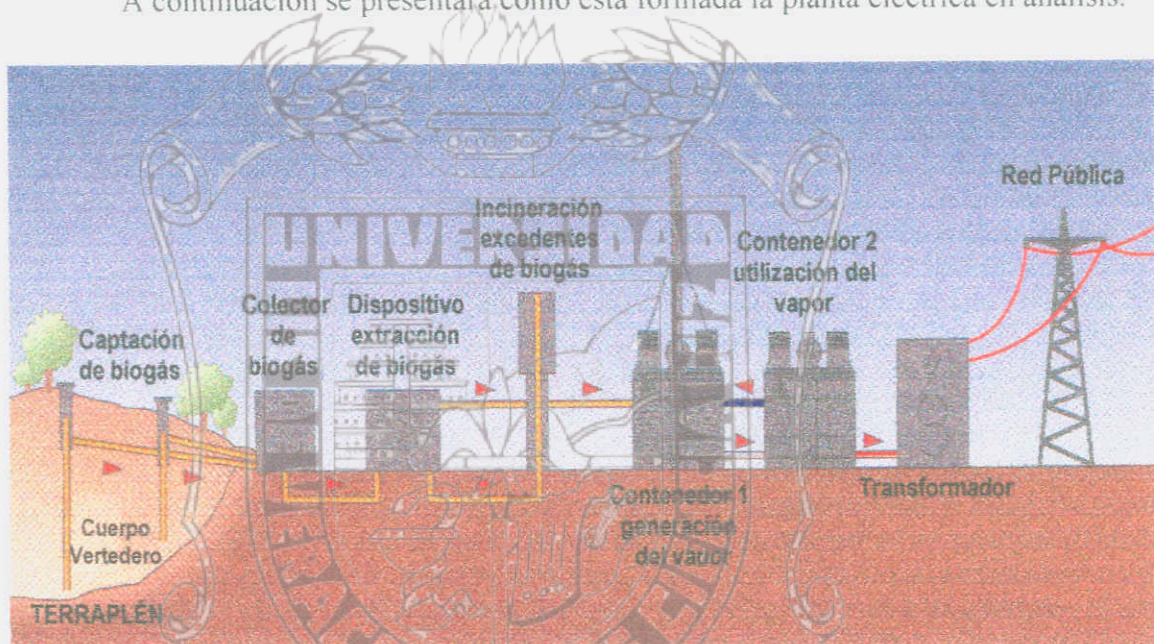


Figura A-1. Representación de una central eléctrica alimentada con biogás

Como se puede apreciar en la figura anterior, la central o planta eléctrica utiliza el biogás para alimentar la caldera (situada dentro del contenedor 1) y así generar energía eléctrica y calor, además proporciona una idea más clara de la trayectoria que recorre el biogás en el proceso.

La planta eléctrica produce una potencia de 500 kVA a 240 V, por tanto cuando se requiera elevar dicho voltaje se utilizará un transformador.

Se recomienda consultar el capítulo III para obtener una mayor explicación del funcionamiento y componentes de este tipo de central eléctrica.



Figura A-2. Contenedores

(Foto tomada del folleto interno de G.A.S)

La figura anterior muestra una apreciación real del tipo de contenedores utilizados en este proyecto.

El siguiente diagrama muestra la conexión interna de cada uno de los componentes de la planta eléctrica:

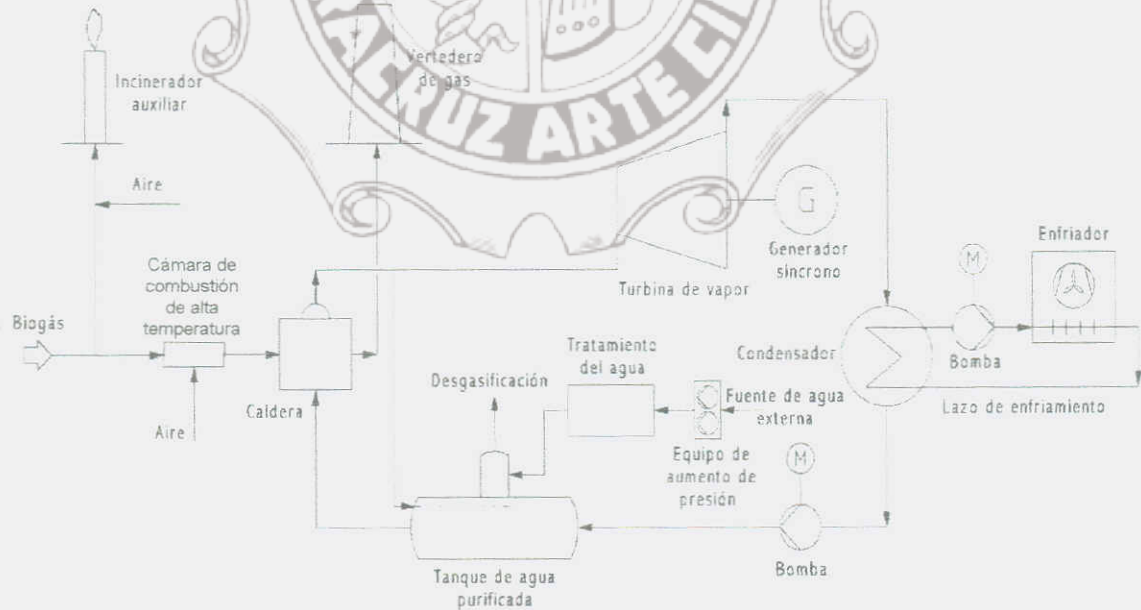


Figura A-3. Diagrama esquemático de la planta eléctrica

A continuación se analizará la ubicación de cada uno de los elementos de la figura anterior en los contenedores mostrados en la figura A-1:

► Contenedor 1

Interior: Incinerador auxiliar, Cámara de combustión de alta temperatura, Caldera, Bomba de alimentación para el tanque de agua, Control electrónico.

Exterior (sobre el techo): Vertedero de gas, Tanque de agua purificada.

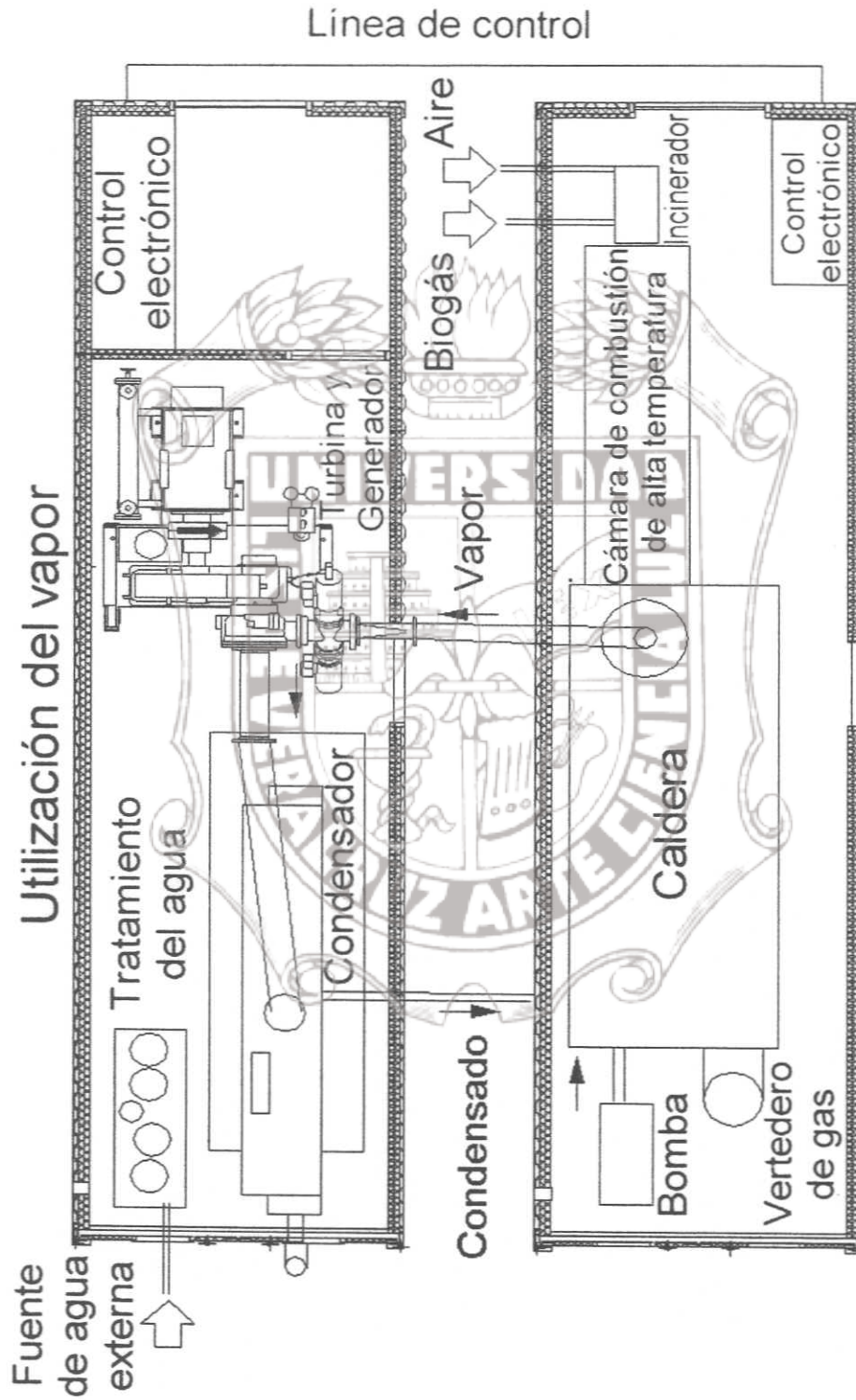
► Contenedor 2

Interior: Turbina de vapor, Generador síncrono, Condensador, Bomba del lazo de enfriamiento, Dispositivo de tratamiento de agua, Control electrónico.

Exterior (sobre el techo): Enfriador.

Lo anterior implica una optimización con respecto al espacio que ocupan los componentes y un transporte más accesible de los mismos. La ubicación gráfica de los elementos de la planta eléctrica se muestra en la figura A-4.

Cabe mencionar que el tipo de central eléctrica analizada en esta tesis es un concepto utilizado por la compañía G.A.S. Energietechnik GMBH, la cual se localiza en la ciudad de Krefeld del país de Alemania.



Generación del vapor

Figura A-4. Ubicación de los componentes de la planta eléctrica

APÉNDICE B

Los siguientes programas pertenecen al subsistema “balance en la parte de vapor” y fueron realizados en el editor del paquete MATLAB versión 5.3:

- ◆ Listado del programa “Vdampf” contenido en el bloque MATLAB Fcn “Volumen”:

```
function vol=Vdampf(Dk,Dr,Lr,Lk)
a=(Dk^2/4)*pi*Lk;
b=(Dr^2/4)*pi*Lr;
vol=a-b;
```

donde

Dk = Diámetro exterior del condensador

Dr = Diámetro exterior o total de un tubo del condensador

Lr = Longitud total de los tubos en el condensador

Lk = Largo total del condensador

El programa anterior tiene como objetivo principal el cálculo del volumen del condensador en m^3 .

- ◆ Listado de los programas cond_H, cond_H2T y Tdampf pertenecientes al bloque Look-Up Table “f(H/V)” :

```

function HD=cond_H(n,factor)
H=zeros(1,n);
for k=1:n
    H(k)=10000*factor^k;
end;
HD=H;

function TD=cond_H2T(n,factor)
H=zeros(1,n);
T=H;
for k=1:n
    H(k)=10000*factor^k;
    T(k)=Tdampf(H(k),1);
end;
TD=T;

function TS=Tdampf(H,V)
T_o=200;T_u=0;
while T_o-T_u>1e-2,
    T_mean=mean([T_o                                T_u]);
    rho=density(T_mean,vapourpressure(T_mean,1,1,.95),1,.95);
    hD=enthalpy(T_mean,vapourpressure(T_mean,1,1,.95),1,.95);
    H_mean=V*rho*hD;
    if H_mean<H,T_u=T_mean;
    else T_o=T_mean;
    end;
end;
TS=T_mean;

```

El programa cond_h genera una serie de valores de entalpía en serie geométrica que se utilizan como valores “X”.

El programa cond_H2T calcula los valores de temperatura que se refieren a los valores de entalpía previamente computados, siendo estas temperaturas las cantidades en el eje "Y". Los cálculos anteriores son posibles mediante el programa "Tdampf" que calcula la temperatura en el condensador a partir de la entalpía "H(k)" y el volumen del condensador "vol", teniendo un rango de 0 a 400°C.

Ambos programas trabajan en base a un valor "n" que indica el número de iteraciones que junto a un "factor" propuesto por el diseñador calcularán los valores de entalpía.



APÉNDICE C

DATOS TÉCNICOS

- ◆ **Caldera**
 - Presión nominal = 15 bares
 - Flujo másico del vapor = 0.5 kg/seg.
 - Tiempo de asentamiento (T_p) = 20 seg.
 - Facultad de almacenamiento en p.u. (T_G) = 8.1
- ◆ **Turbina de vapor**
 - Constante de tiempo del volumen perteneciente al flujo másico de vapor de entrada (T_{CH}) = 0.3 seg.
- ◆ **Condensador**
 - Diametro exterior = 0.762 m = 762 mm
 - Largo total del condensador = 4 m
 - Número de tubos dentro del condensador = 161
 - Longitud total de los tubos = 1311.04 m
 - Conductividad térmica del cobre (λ) = 350 W/(m*K)
 - Valores en cada uno de los tubos del condensador:
 - Radio interno = 0.007 m (7 mm)
 - Radio externo = 0.008 m (8 mm)
- ◆ **Generador síncrono**
 - Potencia nominal = 500 kVA
 - RPM de la turbina de vapor = 1500
 - Inercia de la turbina de vapor = 264 kg*m²
 - RPM del generador síncrono = 1500
 - Inercia del generador síncrono = 42 kg*m²
 - Voltaje por fase del generador síncrono = 240 V
 - Coefficiente del torque de amortiguamiento en p.u. (K_D) = 1000
 - Frecuencia de la red = 50 Hz.
 - Voltaje de la red = 10 kV
 - Reactancia de la red = 0.2 ohms

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
CAPITULO III	
Figura 3-1 Planta eléctrica	5
Figura 3-2 Configuración típica de un sistema de biogás	12
Figura 3-3 Ciclo Rankine	13
Figura 3-4 Bomba	14
Figura 3-5 Caldera tipo locomóvil	15
Figura 3-6 Caldera acuotobular	16
Figura 3-7 Caldera moderna utilizada para un sistema mayor	17
Figura 3-8 Funcionamiento interno de la caldera	18
Figura 3-9 Quemador para biogás	19
Figura 3-10 Válvula de seguridad	20
Figura 3-11 Dispositivos de medición en la caldera	21
Figura 3-12 Turbina	22
Figura 3-13 Tipos de turbinas de vapor para los diferentes flujos	24
Figura 3-14 Vista seccional de una turbina de vapor de etapa sencilla	25
Figura 3-15 Vista seccional de una turbina de vapor de múltiples etapas	26
Figura 3-16 Secciones o cámaras de la turbina de vapor de múltiples etapas	27
Figura 3-17 Condensador	30
Figura 3-18 Diagrama esquemático del condensador	30
Figura 3-19 Limpieza de los tubos de un condensador para un sistema mayor	31
Figura 3-20 Curvas características del Ciclo Rankine	32
Figura 3-21 Máquina síncrona de 2 polos	33
Figura 3-22 Alternador trifásico de 4 polos	34
Figura 3-23 Distribución del flujo en un devanado de estator trifásico como una función del ángulo de rotación	35
Figura 3-24 Generador síncrono acoplado a una turbina de vapor de alta potencia	36
Figura 3-25 Transformador trifásico con conexión a la red pública	38

	Página
Figura 3-26 Diagrama de bloques de un sistema de control industrial	40
Figura 3-27 Diagrama de bloques de un controlador de 2 posiciones y de un controlador con claro diferencial	41
Figura 3-28 Diagrama de bloques de un controlador general	42
Figura 3-29 Curva de respuesta al escalón unitario que muestra un sobreimpulso máximo del 25%	44
Figura 3-30 Respuesta al escalón unitario de una planta	45
Figura 3-31 Curva de respuesta en forma de S	45
Figura 3-32 Sistema de lazo cerrado con control proporcional	47
CAPITULO VI	
Figura 6-1 Dinámicas de la caldera	51
Figura 6-2 Diagrama de bloque para el modelo de la caldera según sus dinámicas	52
Figura 6-3 Diagrama de bloques de la caldera	56
Figura 6-4 Sistema de control de la presión y flujo másico	57
Figura 6-5 Diagrama de bloques de la turbina de vapor según sus dinámicas	58
Figura 6-6 Recipiente de vapor	59
Figura 6-7 Diagrama de bloques de la turbina de vapor	62
Figura 6-8 Diagrama de bloques del condensador	63
Figura 6-9 Dinámica del vapor en el condensador	64
Figura 6-10 Diagrama de bloques del condensador con THV	66
Figura 6-11 Dinámica del refrigerante en el condensador	68
Figura 6-12 Recorrido del refrigerante dentro de un tubo del condensador	70
Figura 6-13 Radios en el tubo	70
Figura 6-14 Esquema topológico del generador síncrono conectado a un bus infinito	74
Figura 6-15 Diagrama de bloques del generador síncrono	77
Figura 6-16 Diagrama de bloques del generador síncrono con etapa de potencia	80

	Página
CAPITULO VII	
Figura 7-1 Modelos dinámicos integrados	82
Figura 7-2 Comportamiento lineal de la presión interna, flujo másico de vapor y apertura de la válvula gobernadora en base a un punto de operación	83
Figura 7-3 Sistema reordenado de la presión interna y flujo másico de vapor con control constante	85
Figura 7-4 Respuesta a la presión interna	86
Figura 7-5 Respuesta al flujo másico absoluto del vapor	87
Figura 7-6 Apertura absoluta de la válvula	87
Figura 7-7 Sistema modificado de la presión interna y flujo másico de vapor con control constante	88
Figura 7-8 Respuesta a la presión interna con ganancia negativa	89
Figura 7-9 Respuesta al flujo másico absoluto del vapor con ganancia negativa	89
Figura 7-10 Apertura absoluta de la válvula con ganancia negativa	90
Figura 7-11 Sistema de control de la presión interna y flujo másico de vapor	91
Figura 7-12 Respuesta controlada de la presión interna	91
Figura 7-13 Respuesta controlada de la presión interna absoluta	92
Figura 7-14 Respuesta controlada del flujo másico absoluto del vapor	92
Figura 7-15 Apertura absoluta controlada de la válvula	93
Figura 7-16 Modelo dinámico del condensador en base al programa MATLAB-SIMULINK-CARNOT	96
Figura 7-17 Bloque "Entalpías"	97
Figura 7-18 Bloque "Flujo térmico"	97
Figura 7-19 Bloque "Masa, cp y flujo másico"	98
Figura 7-20 Bloque "Balance en la parte del vapor"	98
Figura 7-21 Sistema de control de enfriamiento	99
Figura 7-22 Sistema de control de la planta eléctrica	100
Figura 7-23 Sistema de supervisión y protección	101
Figura 7-24 Torque mecánico proveniente de la turbina de vapor	102

	Página
Figura 7-25 Potencia producida por el generador síncrono	103
Figura 7-26 Potencia por fase generada por el generador síncrono	103
Figura 7-27 Temperaturas provenientes del condensador y lazo de enfriamiento	104
Figura 7-28 Temperaturas del condensador y del lazo de enfriamiento Influenciadas por el controlador PI	105
APÉNDICE A	
Figura A-1 Representación de una central eléctrica alimentada con biogás	110
Figura A-2 Contenedores	111
Figura A-3 Diagrama esquemático de la planta eléctrica	111
Figura A-4 Ubicación de los componentes de la planta eléctrica	113



ÍNDICE DE TABLAS

	Página
Tabla III-1 Ventajas y desventajas de la turbina de vapor con respecto a otros modelos	29
Tabla III-2 Reglas de sintonización de Ziegler-Nichols basadas en la respuesta al escalón de la planta	46
Tabla III-3 Reglas de sintonización de Chien, Hrones y Reswick	48

