

2^o Ej. No. 69



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**MODELO PARA ANALISIS DINAMICO DE
CALDERAS DE CIRCULACION FORZADA Y
CIRCULACION NATURAL.**

T E S I S

CARLOS MENESES DEL ARCO

INGENIERO QUIMICO

1984



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

	INTRODUCCION	1
1.0	DESCRIPCION FUNCIONAL DE DISTINTOS TIPOS DE CALDERAS	5
1.1	INTRODUCCION	6
1.2	ANTECEDENTES	6
1.3	CLASIFICACION	8
1.3.1	CALDERAS PIROTUBULARES O DE TUBOS DE FUEGO	10
1.3.2	CALDERAS ACUOTUBULARES O DE TUBOS DE AGUA	11
1.4	COMPONENTES DE UNA CALDERA	12
1.4.1	HOGAR	13
1.4.2	PAREDES DE AGUA	13
1.4.3	SOBRECALENTADORES	14
1.4.4	RECALENTADORES	15
1.4.5	DOMO(S)	16
1.4.6	ECONOMIZADORES	17
1.4.7	PRECALENTADORES DE AIRE	18
1.4.8	SOPLADORES DE HOLLIN	20
1.5	CLASIFICACION DE LAS CALDERAS ACUOTUBULARES	21
1.5.1	CONSTRUCCION	21
1.5.1.1	CALDERAS DE UN SOLO PASO	21
1.5.1.2	CALDERAS DE DOMO	22
1.5.2	PRESION DE OPERACION	23
1.5.2.1	CALDERAS SUPERCRITICAS	24
1.5.2.2	CALDERAS SUBCRITICAS	25
1.5.3	CIRCULACION	26
1.5.3.1	CALDERAS DE CIRCULACION NATURAL	26
1.5.3.2	CALDERAS DE CIRCULACION FORZADA	27
1.5.4	CONTROL DE TEMPERATURA	28
1.5.4.1	CALDERAS CON RECIRCULACION DE GASES	28
1.5.4.2	CALDERAS CON INCLINACION DE QUEMADORES	31
1.5.5	COLOCACION DE QUEMADORES	32
1.5.5.1	CALDERAS DE QUEMADORES PARALELOS U HORIZONTALES	33
1.5.5.2	CALDERAS DE QUEMADORES TANGENCIALES	34
1.5.6	SISTEMA DE TIRO	35
1.5.6.1	CALDERAS DE TIRO INDUCIDO	35
1.5.6.2	CALDERAS DE TIRO FORZADO	36
1.5.6.3	CALDERAS DE TIRO BALANCEADO	37
2.0	REVISION Y EVALUACION DE MODELOS EXISTENTES PARA ANALISIS DE CALDERAS	39
2.1	INTRODUCCION	40
2.2	EVALUACION DE MODELOS	42
2.2.1	ANALISIS DINAMICO DE UNA CALDERA	42
2.2.2	REPRESENTACION DINAMICA DE UNA GRAN UNIDAD CALDERA-TURBINA.	45
2.2.3	OPTIMIZACION DINAMICA DE UNA CALDERA	50
2.2.4	MODELO DINAMICO DE UNA CALDERA DE DOMO	52

2.2.5	MODELOS DINAMICOS PARA CALDERAS DE ESTACIONES DE ENERGIA	54
2.2.6	MODELO DINAMICO NO LINEAL DE UN GENERADOR DE VAPOR DE UN SOLO PASO	57
2.2.7	MODELO MATEMATICO PARA SISTEMAS CALDERA-TURBINA-GENERADOR	58
2.2.8	MODELADO Y SIMULACION DE UNA CALDERA DE DOMO - TURBINA DE UNA CENTRAL	60
2.2.9	MODELADO Y CONTROL DE SISTEMAS CALDERA-TURBINA-GENERADOR DE UNA CENTRAL	62
2.2.10	MODELO DEL SIMULADOR DE CENTRALES TERMoeLECTRICAS	64
3.0	DESARROLLO DE UN MODELO GENERAL PARA CALDERAS DE CIRCULACION FORZADA Y CIRCULACION NATURAL	71
3.1	INTRODUCCION	72
3.2	DESCRIPCION DEL SISTEMA	74
3.3	DESARROLLO DEL MODELO	77
3.4	NODALIZACION A PAREDES DE AGUA	98
3.5	ACOPLAMIENTO DEL MODELO DE CIRCULACION NATURAL AL DE FORZADA	104
3.6	ACOPLAMIENTO DE LA CALDERA COMPLETA	109
3.7	SOLUCION NUMERICA	115
4.0	PRUEBAS Y VALIDACION DE RESULTADOS	117
4.1	INTRODUCCION	118
4.2	RESULTADOS	120
4.2.1	SIMULACION A 100% DE CARGA, CORRIDAS 1 Y 2	124
4.2.2	SIMULACION A 75% DE CARGA, CORRIDAS 3 Y 4	125
4.2.3	SIMULACION A 50% DE CARGA, CORRIDAS 5 Y 6	126
4.2.4	SIMULACION A 25% DE CARGA, CORRIDAS 7 Y 8	127
4.2.5	SIMULACION SIN CARGA (FRIO), CORRIDAS 9 Y 10	128
4.2.6	CORRIDA DE CIRCULACION FORZADA EN RUPTURA DE TUBOS 100% DE SEVERIDAD	131
4.2.7	CORRIDA DE CIRCULACION NATURAL EN RUPTURA DE TUBOS 100% DE SEVERIDAD	140
4.2.8	CORRIDA DE CIRCULACION FORZADA EN RUPTURA DE TUBOS 5% DE SEVERIDAD	148
4.2.9	CORRIDA DE CIRCULACION NATURAL EN RUPTURA DE TUBOS 5% DE SEVERIDAD	157
5.0	CONCLUSIONES	165
	NOMENCLATURA	169
	BIBLIOGRAFIA	175

INTRODUCCION

Actualmente la capacidad instalada de generación de energía eléctrica en México está distribuida de la siguiente forma:

Centrales Termoeléctricas 58%

Centrales Hidroeléctricas 41%

Centrales Geotérmicas 1%

dicha capacidad crece a un ritmo del orden del 12 al 13% anual, lo que implica que ésta se duplica cada 6 o 7 años. Para mantener este crecimiento, es necesario vencer algunas dificultades siendo una muy importante la disponibilidad de personal de operación capacitado.

Como puede observarse, la mayor parte de la generación de energía se lleva a cabo en centrales termoeléctricas. Considerando que dichas plantas, para su funcionamiento, consumen una buena parte de los recursos energéticos del país, se hace evidente que las acciones encaminadas a la eficacia de su operación redundan en beneficios económicos sustanciales.

Dado que las unidades generadoras de energía eléctrica son cada vez más complejas, y aunque el nivel de automatización de la unidad es cada vez mayor, se requiere un mayor nivel de capacitación para operarlas de tal manera de evitar interrupciones indeseables en el servicio.

Los métodos que se habían venido empleando hasta ahora para adiestrar al personal de operación de centrales termoeléctricas, que consistían fundamentalmente en adiestrar al personal en el trabajo, se han venido reemplazando por la utilización de simuladores de centrales de generación.

El uso de simuladores para adiestramiento de operadores es la solución que está siendo adoptada por las empresas eléctricas de un número cada vez mayor de países.

En un simulador para adiestramiento de operadores, se trata de reproducir el funcionamiento de la unidad generadora de la manera más exacta posible.

Parte primordial en el desarrollo de un simulador de centrales termoeléctricas, es la creación de modelos matemáticos que representen el funcionamiento de las partes integrantes de una central generadora; dichos modelos se fundamentan en los principios básicos de continuidad, energía y cantidad de movimiento, además, deben proporcionar exactitud y estabilidad.

El tiempo de ejecución, en la computadora, de los modelos que representan el funcionamiento de la unidad generadora, debe encontrarse dentro de tiempo real, es decir, el tiempo de respuesta del modelo no debe exceder al tiempo de respuesta de la unidad.

En una central termoeléctrica, la caldera o generador de vapor es parte fundamental en la generación de energía eléctrica, por lo tanto, el desarrollo de un modelo matemático que represente a ésta es parte importante en el desarrollo de un simulador de centrales termoeléctricas.

En el Instituto de Investigaciones Eléctricas se desarrolló un simulador de centrales termoeléctricas para adiestramiento de operadores, el cual reproduce el funcionamiento de la unidad # 1 de la central termoeléctrica "Ins. Francisco Pérez Ríos" ubicada en Tula Hso., la caldera que opera en esta unidad, es una caldera Canada fabricada por Combustion Engineering, es del tipo de domo y funciona con circulación forzada.

El desarrollo del modelo matemático de la caldera utilizado en el simulador, comprende el funcionamiento de ésta solo con circulación forzada, es objetivo de este trabajo tanto el desarrollo de un modelo que analice el caso de una caldera con circulación natural, tomando como base el modelo de circulación forzada, para obtener un modelo general que sea capaz de analizar cualquiera de los dos casos, como un aumento en la nodalización de las paredes de agua, el cual se explicará más adelante.

Los capítulos de que se compone esta tesis son los siguientes:

En el capítulo 1 se describe el funcionamiento de distintos tipos de calderas con el fin de tener una idea más clara de como funcionan éstas.

En el capítulo 2 se hace una revisión de los modelos que, sobre calderas, se han desarrollado, así como una evaluación cualitativa en cuanto a las ventajas y/o desventajas que nos ofrece cada uno de ellos.

En el capítulo 3 se desarrolla el modelo de calderas de circulación natural, se presenta el acoplamiento de éste al modelo de circulación forzada, obteniendo un modelo general para analizar cualquiera de los dos tipos, además se explica en que consiste la nodalización en las paredes de agua.

En el capítulo 4 se analizan los resultados de las pruebas efectuadas.

En el capítulo 5 se hacen las conclusiones y recomendaciones pertinentes.

CAPITULO 1

DESCRIPCION FUNCIONAL DE DISTINTOS

TIPOS DE CALDERAS

1.0 DESCRIPCION FUNCIONAL DE DISTINTOS TIPOS DE CALDERAS

1.1 INTRODUCCION

La generación de vapor es uno de los procesos más complejos que se operan en la actualidad y se encuentra presente en una amplia variedad de formas de actividad industrial; gran parte de la producción de vapor en el mundo se consume en las turbinas de vapor, cuyo propósito es accionar los generadores de las centrales termoeléctricas, donde la caldera es la parte esencial.

El objetivo de este capítulo es describir el funcionamiento de las calderas utilizadas en la producción de energía eléctrica, las partes de que se componen y como son clasificadas.

1.2 ANTECEDENTES

La historia de la generación de vapor se remonta al primer siglo A. C. cuando Hero de Alejandria, matemático y físico, describe un dispositivo formado por una caldera conectada a una turbina, pero no sugiere la aplicación práctica de este aparato. No se tiene conocimiento de la utilización del vapor sino hasta principios del siglo XVII, cuando el desarrollo industrial y militar que se llevó a cabo principalmente en Inglaterra vino a estimular el rápido desarrollo del uso del vapor, siendo aplicado en un principio para

bombas de agua de las minas. Hacia finales del siglo XIX y principios del siglo XX, el vapor se empieza a utilizar en la producción de energía eléctrica en las primeras centrales térmicas que se construyeron. A partir de ese momento y hasta nuestros días el diseño de las calderas ha evolucionado de manera acelerada.

El término caldera se utiliza para definir a un recipiente cerrado, en el cual agua bajo presión se transforma en vapor por la aplicación de calor, proveniente de la conversión de la energía química del combustible; es función de la caldera transferir este calor al agua en la forma más eficiente.

La palabra caldera, de acuerdo a la definición anterior, comprende únicamente al cuerpo que forma el recipiente, donde se transforma el agua en vapor. Debido al amplio desarrollo en la producción de vapor, que trajo como consecuencia la aparición de dispositivos, que a la vez que mejoraron el funcionamiento de las calderas, aumentaron su complejidad, se creó el término generador de vapor, dando así al equipo una denominación más apropiada, aunque en el presente trabajo se consideran ambos términos sinónimos y se utilizan indistintamente.

1.3 CLASIFICACION

Las calderas se clasifican básicamente en dos tipos:

1. Calderas Firootubulares o de tubos de fuego.
2. Calderas Acuotubulares o de tubos de agua.

Estas a su vez se clasifican como se muestra en la figura 1.1.

TIPOS	CONSTRUCCION	PRESION DE OPERACION	CIRCULACION	COLOCACION DE QUEMADORES	CONTROL DE TEMPERATURA	SISTEMA DE TIRO
CALDERAS ACUOTUBULARES	DOMO	SUBCRITICA	NATURAL	PARALELO	INCLINACION DE QUEMADORES	FORZADO
			FORZADA	TANGENCIAL	RECIRCULACION DE GASES	INDUCIDO
	UN SOLO PASO	SUBCRITICA				
			SUPERCRITICA			
CALDERAS PIROTUBULARES	COLOCACION DEL SISTEMA DE COMBUSTION		HOGAR EXTERNO			
			HOGAR INTERNO			
	COLOCACION DE LOS TUBOS		TUBOS VERTICALES			
		TUBOS HORIZONTALES				

Fig. 1.1 Clasificación de las calderas

1.3.1 CALDERAS PIROTUBULARES O DE TUROS DE FUEGO -

Estas calderas son llamadas así a causa de que los productos de combustión pasan a través de los tubos, los cuales se encuentran rodeados por agua. Las calderas pirotubulares se clasifican de dos formas:

- de acuerdo a la colocación del sistema de combustión.
- de acuerdo a la colocación de los tubos.

En cuanto a la colocación del sistema de combustión son de hogar interno o de hogar externo.

Las calderas de hogar externo son aquellas en las que el hogar y todo el sistema de combustión se encuentran separados del cuerpo de la caldera, mientras que en las calderas de hogar interno el hogar y el equipo de combustión se encuentran contenidos dentro del cuerpo de la caldera.

En cuanto a la colocación de los tubos las calderas pirotubulares pueden ser de tubos verticales o de tubos horizontales.

Las condiciones de salida de las calderas pirotubulares en general, van desde una presión mínima de 0.103 MPa (15 psia), hasta 1.72 MPa (250 psia) como máximo, con una capacidad de producción de vapor de hasta unos 0.315 Kg/seg (2500 lb/h), siendo las condiciones

normales de operación de 1.03 MPa (150 Psia) de presión y 2.27 Kg/seg de vapor producido (18000 lb/hr).

Estas calderas presentan la ventaja de almacenar un gran volumen de agua, que compensa los efectos de grandes y repentinas fluctuaciones en la demanda de vapor, pero debido a la necesidad de espesores mayores en las placas del cuerpo de la caldera para resistir las tensiones a altas presiones y altas temperaturas, las hace inaplicables para producir vapor a estas condiciones.

El principal uso hoy en día de las calderas pirotubulares se reduce a plantas industriales pequeñas o para sistemas de calentamiento.

La caldera de este tipo mas común es la llamada HRT o caldera de tubos horizontales con retorno.

1.3.2 CALDERAS ACUOTUBULARES O DE TUBOS DE AGUA -

El nombre de estas calderas se deriva del hecho de que los productos de combustión pasan alrededor de los tubos que llevan al fluido calentado o evaporado.

La construcción de este tipo de calderas se remonta desde el siglo XVIII, cuando Blakey patenta la primera, aunque el diseño de ésta dista mucho de las calderas acuotubulares que se construyen actualmente.

Este tipo de calderas surgieron a partir de la necesidad de una demanda de mayores presiones y capacidades más grandes, condiciones que no son factibles económicamente en las unidades pirotubulares, debido a las dificultades técnicas antes mencionadas.

Aún cuando el principal uso de las calderas acuotubulares es la producción de vapor a altas presiones y altas temperaturas, existen en un amplio rango de operación que va desde unas condiciones de salida de unos 0.103 MPa (150 Psia) de presión y 1.07 Ks/seg (15000 lb/h) de vapor producido, hasta presiones arriba de la presión crítica, (la presión crítica es 22.105 MPa. (3206 Psia)) con capacidades de producción de vapor de unos 300 Ks/seg (2,400,000 lb/h) o más.

Debido al amplio rango de operación que presentan este tipo de calderas, éstas las utilizan desde pequeñas plantas industriales hasta las grandes centrales termoeléctricas. Las calderas que se utilizan en estas últimas será donde centraremos nuestra atención.

1.4 COMPONENTES DE UNA CALDERA

Las calderas modernas que se encuentran instaladas en las grandes centrales termoeléctricas, son unidades complejas que se componen de múltiples partes, y cuya función dentro de la unidad veremos en seguida. Entre las más importantes se encuentran las siguientes: Hogar, paredes de agua, sobrecalentadores, recalentadores, domo(s), economizadores, precalentadores de aire, sopladores de hollín, etc.

1.4.1 HOGAR -

Es el espacio que se localiza ya sea abajo o un lado de la unidad, donde se convierte la energía química potencial del combustible en calor. Consta de una cámara en la que se aísla la reacción de la combustión de modo que la energía producida por ésta sea fácil de ser transferida a otras partes de la caldera. Aparte proporciona la protección y soportes necesarios para el equipo de combustión. Su diseño es un factor importante para el funcionamiento eficiente de la caldera, por lo cual se requiere que presente las siguientes cualidades:

- Quemado satisfactorio del combustible.
- Eficiente transferencia del calor generado.
- Temperaturas adecuadas de salida para sobrecalentamiento.
- Capacidad de operación con dos combustibles diferentes, con el fin de aprovechar las mejores condiciones del mercado.

La forma rectangular es la más común en el diseño del hogar.

1.4.2 PAREDES DE AGUA -

Las paredes de agua usualmente consisten de tubos verticales, que conectan al domo inferior con el superior formando las paredes del hogar, su función principal es la generación de vapor en la caldera. A la vez, proporcionan enfriamiento al hogar.

La transferencia de calor producida entre el hogar y el agua que fluye en el interior de los tubos, la cual es el medio de enfriamiento, ocasiona que parte de ésta se evapore produciendo una mezcla agua-vapor la cual al llegar al domo superior es separada.

El diámetro de los tubos de las paredes de agua depende principalmente del tipo de circulación que se efectuó en la caldera.

1.4.3 SOBRECALENTADORES -

Son dispositivos que tienen por objeto sobrecalentar el vapor antes de que sea utilizado en el primer paso de la turbina.

Estos intercambiadores de calor constituidos por bancos de tubos lisos o aletados por cuyo interior pasa vapor, pueden ser de dos tipos: convectivos y radiantes, según la forma en que se lleva a cabo la transferencia de calor, lo cual depende a su vez del lugar en que estén colocados.

El sobrecalentador convectivo se encuentra localizado en el paso de los gases de combustión al abandonar éstos el hogar, donde recibe la mayor parte del calor por convección, mientras que el sobrecalentador radiante se localiza en la zona cercana al hogar donde recibe calor por radiación.

El vapor sobrecalentado tiene varias ventajas respecto al vapor saturado:

- No tiene arrastres de gotas de agua, en consecuencia es menos abrasivo y corrosivo que el vapor saturado.
- El vapor sobrecalentado puede transportarse más fácilmente que el saturado, debido a que en éste último se puede presentar flujo en dos fases.
- Se requiere menos cantidad de vapor sobrecalentado que saturado para generar el mismo trabajo en la turbina.

1.4.4 RECALENTADORES -

Son al igual que los sobrecalentadores, intercambiadores de calor que tienen por objeto recalentar el vapor que ya ha sido expandido parcialmente en una turbina. Están constituidos también por un haz de tubos por cuyo interior fluye el vapor.

El vapor, al realizar trabajo sobre una máquina o una turbina, se expande, baja su presión y pierde energía. A consecuencia de esta pérdida de energía, las condiciones del vapor descenderán hasta un punto en el cual éste se encuentre ya sea en la región de vapor sobrecalentado o llegar hasta la saturación. Como mencionamos anteriormente, el vapor saturado presenta problemas de abrasión y corrosión, sobre los álabes de las turbinas, por lo cual el paso del vapor por éstas se diseña de tal manera que, después de pasar por la

turbina de alta presión, se regresa para recalentamiento a la caldera, antes de pasar a las etapas finales de la turbina. Por condiciones operativas y económicas, se prefiere recalentar el vapor a tratar de elevar la temperatura excesivamente en el sobrecalentador, ya que si hicieramos esto último el costo del sobrecalentador se elevaria excesivamente.

La temperatura de salida del recalentador se diseña de tal manera que sea igual a la que lo suministra el sobrecalentador, sin embargo, la presión del vapor es más baja.

Los recalentadores se clasifican de igual forma que los sobrecalentadores de acuerdo a su localización en la caldera en:

- convectivos y
- radiantes.

1.4.5 DOMO(S) -

El domo tiene dos funciones primordiales, la primera y más importante es la separación del vapor de la mezcla bifásica proveniente de las paredes de agua. La segunda, es purificar al vapor después de que éste es separado del agua, además de contener a los equipos que realizan estas operaciones.

El tamaño del domo es determinado por el espacio requerido para acomodar el equipo de separación y purificación de vapor. El diámetro y la longitud del domo deben proporcionar accesibilidad para la instalación e inspección del mismo. La longitud depende generalmente del ancho del hogar, o, en el caso de unidades de alta capacidad, es controlada por el espacio requerido para los dispositivos de separación de vapor.

En los generadores de vapor se puede dar el caso de la existencia de más de un domo.

1.4.6 ECONOMIZADORES -

Es un intercambiador de calor localizado en el paso de los gases de combustión después de que éstos salen de los sobrecalentadores y/o recalentadores de convección y antes de entren a la chimenea, o en su defecto antes de que entren a los precalentadores de aire, si la unidad cuenta con ellos.

En el interior del economizador fluye el agua que descarga en el domo. Se puede definir como un aditamento de recuperación de calor, que tiene como finalidad recuperar la máxima cantidad de éste de los gases de combustión, minimizando así las pérdidas de energía, además de reducir el choque térmico en el domo, con lo cual la eficiencia de la caldera se incrementa.

El agua de alimentación que pasa por el economizador es calentada a una temperatura unos 5 o 10 °C abajo de la temperatura de saturación correspondiente a la presión de operación.

1.4.7 PRECALENTADORES DE AIRE -

Este equipo tiene como finalidad dar un tratamiento térmico al aire que se emplea en la combustión.

Se compone, en lo esencial, de una superficie de intercambio de calor instalada en el curso de la corriente de los gases de combustión procedentes de los sobrecalentadores y/o recalentadores convectivos, y se localiza entre éstos y la chimenea, o entre el economizador y la chimenea. Las calderas utilizadas en las centrales termoeléctricas presentan, por lo regular, tanto economizadores como precalentadores de aire.

Este dispositivo, al igual que el economizador, tiene como función recuperar parte del calor de los gases de combustión antes de que éstos salgan de la caldera, reduciendo su temperatura y aumentando la eficiencia de la central.

El aire precalentado acelera la combustión por producir más rápido la ignición y facilita el quemado del combustible.

El principio de operación de los precalentadores se toma como base para dividirlos en dos clases: recuperativos y regenerativos, siendo estos últimos los más usados.

Los precalentadores de aire recuperativos son intercambiadores de calor convencionales; el calor procedente de los gases de combustión se transfiere por medio de una superficie de intercambio hacia el aire de combustión. Los hay de diferentes tipos siendo los más comunes los tubulares y los de placas.

En los precalentadores regenerativos, el calor es transferido indirectamente de los gases de combustión al aire. El calor de los gases no pasa a través de una pared metálica sino que es absorbido y transferido al aire frío que entra, por medio de unos elementos que giran continuamente, los cuales se encuentran espaciados y acomodados compactamente en un cilindro dividido llamado rotor. La carcasa que rodea al rotor está provista con conexiones para ductos en ambos extremos y está adecuadamente sellada para formar un paso de aire en una mitad y un paso de gases en la otra mitad.

Como el rotor gira lentamente, la masa de los elementos pasa alternativamente de un paso a otro. Al pasar la superficie de los elementos por el paso de los gases absorbe calor y estas mismas superficies entregan este calor al aire al pasar por el de éste.

El precalentador de aire regenerativo más común en las calderas utilizadas en centrales generadoras es conocido como precalentador regenerativo Ljungström.

1.4.8 SOPLADORES DE HOLLIN -

En el interior de un generador de vapor, la escoriación y el depósito de partículas procedentes del combustible quemado, debe evitarse para mantener una buena transmisión de calor.

Al adherirse dichos sólidos a la superficie de transmisión de calor, constituyen una resistencia más al flujo de calor, disminuyendo así la eficiencia del equipo, además, la acumulación excesiva frecuentemente ocasiona problemas de corrosión disminuyendo la vida útil del equipo, razón por la cual se hace necesaria su remoción.

Para su remoción se utiliza vapor o aire caliente, inyectándose adecuadamente con un equipo de soplado llamado sopladores de hollín, los cuales están constituidos por tubos que tienen una serie de boquillas donde se inyecta el aire o el vapor a presión. Su localización dentro de la caldera es importante ya que de ello depende la eficiencia del limpiado.

Los componentes arriba descritos, además del diseño apropiado que deben tener, necesitan presentar una buena coordinación entre todos ellos, con objeto de obtener una caldera confiable y económica, esto incluye que tenga una buena eficiencia y disponibilidad.

1.5 CLASIFICACION DE LAS CALDERAS ACUOTUBULARES

Estas calderas se clasifican de acuerdo a su construcción, presión de operación, tipo de circulación, control de temperatura, colocación de quemadores y sistema de tiro.

1.5.1 CONSTRUCCION -

En cuanto a su construcción las calderas se dividen en dos tipos:

- DE UN SOLO PASO.
- DE DOMO.

1.5.1.1 CALDERAS DE UN SOLO PASO -

Las calderas de un solo paso se representan como un tubo en el cual entra por uno de los lados agua y sale por el otro vapor.

El fluido de trabajo (agua y/o vapor) fluye a través de las paredes de agua y las partes de convección (sobrecalentadores y recalentadores), sin que exista un domo en el cual se efectue la separación de vapor y agua.

Este tipo de calderas trabaja en un rango amplio de presiones, ya sea arriba o abajo del punto crítico, por lo que se conocen también como calderas universales.

Sin embargo presentan el problema de tratamiento de aguas; desde el hecho de que no existe un domo, toda el agua que entra al circuito fluye convirtiéndose en vapor, y así cualquier sólido presente en el agua de alimentación es acarreado junto con el vapor, lo que trae como consecuencia depósitos ya sea en el sobrecalentador o la turbina, sino existe un risuroso tratamiento de agua.

Hasta el momento no ha sido instalada en México una central generadora que opere con calderas de un solo paso.

1.5.1.2 CALDERAS DE DOMO -

Estas calderas como su nombre lo indica poseen un domo, el cual, como hablamos visto anteriormente, tiene como función separar y purificar el vapor del agua, además de albergar en su interior al equipo que realiza esta operación.

En este tipo de calderas el agua y vapor procedente de las paredes de agua llegan al domo donde éste último es separado del agua antes de pasar a las superficies de sobrecalentamiento.

Las calderas de domo a diferencia de las calderas de un solo paso, trabajan únicamente a presiones abajo del punto crítico.

En México es el único tipo de calderas que se utiliza para producción de energía eléctrica en las centrales térmicas, por lo cual nos limitaremos a hablar de calderas de domo.

1.5.2 PRESION DE OPERACION -

Las calderas se dividen de acuerdo a la presión que operan en dos tipos:

- SUPERCRITICAS
- SUBCRITICAS

Para un mejor entendimiento de esta división nos centraremos en explicar la figura 1.2, que corresponde al diagrama temperatura (T) vs Entropía (S). El diagrama se divide por regiones; a la izquierda de la línea de líquido saturado, nos encontramos con la región que corresponde al líquido subenfriado, a la derecha de la línea de vapor saturado, es la región de vapor sobrecalentado, el área que encierran estas líneas se conoce como la región de dos fases, llamada también domo de saturación, y al punto máximo de éste, que es la unión de las líneas de líquido y vapor saturado se conoce como punto crítico, las líneas $P = cte.$ representan líneas de presión constante o isobaras. La línea $P = P_c$ es la isobara crítica y es tangente al domo de saturación en el punto crítico, arriba de este punto la presión es supercrítica, mientras que abajo de este punto la presión es subcrítica.

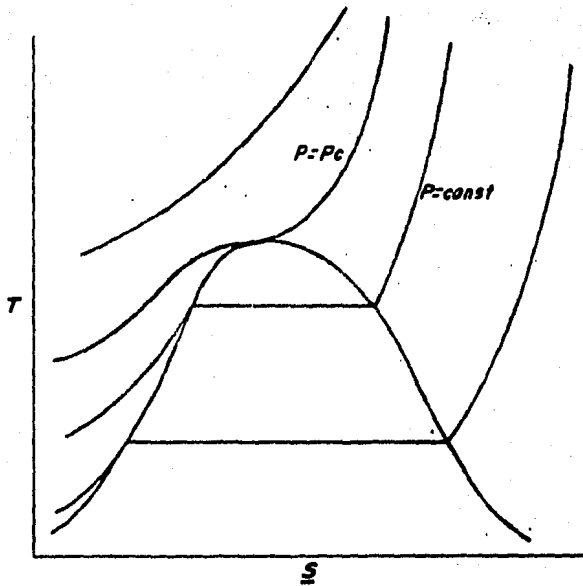


Fig. 1.2 Diagrama Temperatura vs. Entropía.

1.5.2.1 CALDERAS SUPERCRITICAS -

La presión a la que operan este tipo de calderas se encuentra arriba del punto crítico. Generalmente al hablar de calderas supercríticas se refiere también a calderas de un solo paso.

La primer unidad supercrítica instalada fué puesta en operación por American Electric Corp. en Ohio en 1957.

Presentan la desventaja de ser menos económicas debido al costo adicional que acarrea el equipo de transferencia de calor, ya que las temperaturas del metal de los tubos son elevadas, por lo cual, materiales más resistentes a altas temperaturas y presiones son necesarios, además necesitan de un estricto control de flujo para protección de los tubos con el fin de evitar un sobrecalentamiento en ellos.

La presión de operación más común es de 24.1 MPa (3500 psia), aunque se han alcanzado presiones mucho mayores.

1.5.2.2 CALDERAS SUBCRITICAS -

Este tipo de calderas opera a una presión menor que la presión crítica; al hablar de calderas subcríticas será sinónimo de calderas de domo, aunque las calderas de un solo paso también pueden operar a este tipo de presiones, como mencionamos con anterioridad no han sido instaladas en las centrales del país calderas de este tipo, por lo cual no serán de nuestro interés.

La presión más común a la que opera este tipo de calderas para producción de energía eléctrica es de alrededor de 16.5 MPa (2400 psia). Este tipo de calderas han sido utilizadas para producción de energía mucho antes que las de presión crítica por lo cual es obvio que la tecnología para operarlas se encuentra más desarrollada.

1.5.3 CIRCULACION -

El flujo de agua y/o vapor dentro del circuito domo-tubería de bajada-paredes de agua-domo es a lo que se llama circulación.

En las calderas es necesario proveer una circulación positiva y adecuada del vapor y agua para absorber el calor; la circulación correcta es aquella que va del domo superior al domo inferior a través de la tubería de bajada, y del domo inferior al domo superior a través de las paredes de agua.

La capacidad de producción de vapor está en relación directa con el grado de circulación del agua. Una circulación lenta o el estancamiento de la misma permite la formación de grandes burbujas que conducen al ampollamiento o a la fusión de los tubos.

Existen dos formas de circulación en las calderas:

1. CIRCULACION NATURAL
2. CIRCULACION FORZADA

1.5.3.1 CALDERAS DE CIRCULACION NATURAL -

La circulación natural se lleva a cabo a través de los circuitos de la caldera, debido a la diferencia de densidad que existe entre el agua que baja del domo a través de la tubería de bajada y la mezcla vapor y agua que sube a través de las paredes de agua hacia el domo, mientras el fluido en la tubería de bajada se encuentre a, o un poco

abajo de la temperatura de saturación y libre de vapor habrá un mayor efecto de bombeo.

La circulación natural se incrementa al aumentar la cantidad de calor absorbido en las paredes de agua, incrementándose por consiguiente el flujo de vapor de salida, hasta un punto máximo, más allá de este punto, cualquier adición en el calor absorbido da como resultado un decremento del flujo de vapor. Esto se explica debido a que al aumentar la cantidad de calor absorbido se incrementa el gradiente en las densidades de los fluidos en la tubería de bajada y paredes de agua dando como resultado un aumento de flujo de vapor. Al mismo tiempo, la fricción y otras pérdidas de flujo en la tubería de bajada y paredes de agua también se incrementan. Cuando estas pérdidas (causadas principalmente por el aumento del volumen específico en las paredes de agua) llegan a ser mayores que la resultante entre la diferencia de densidades, el flujo tiende a decaer.

1.5.3.2 CALDERAS DE CIRCULACION FORZADA -

Las calderas con circulación forzada utilizan una o dos bombas para forzar al agua y/o vapor en los circuitos internos de la unidad independientemente de las tendencias circulatorias naturales, asegurando así una mejor circulación en los tubos. La circulación forzada obliga al fluido a pasar a través de todos los circuitos generadores de vapor en la dirección deseada, independientemente del grado de calor aplicado, aunque la absorción de éste puede ayudar al

esfuerzo de la bomba, al dar origen a una caída de presión positiva para la circulación.

Una presión de agua suficiente, proporcionada por bombeo, permite no solamente una circulación positiva sino también una circulación controlada, proporcionando mayor libertad para la elección del tamaño y disposición de los circuitos generadores de vapor.

1.5.4 CONTROL DE TEMPERATURA -

El control de la temperatura del vapor producido en la caldera se realiza de dos maneras:

1. RECIRCULACION DE GASES
2. INCLINACION DE QUEMADORES

Además de estos dos tipos de control de temperatura, existe el llamado atemperación por rocío, el cual consiste, en rociar con gotas de agua directamente el flujo principal del vapor, por lo general, existe en combinación con cualquiera de los arriba mencionados, como un auxiliar.

1.5.4.1 CALDERAS CON RECIRCULACION DE GASES -

Es un método atractivo desde el punto de vista económico y operacional. Como su nombre lo indica, los gases de combustión a la salida del economizador o precalentador de aire son reintroducidos al hogar por medio de un ventilador adecuado y ductos. Si la

recirculación de los gases de combustión se realiza en la inmediata vecindad de la zona inicial de quemadores del hogar se le llama 'gas de recirculación', éste se muestra en la figura 1.3; mientras que, si los gases se introducen cerca de la salida del hogar y antes de que los gases de combustión llegen a la zona de convección (sobrecalentadores y recalentadores) se le conoce como 'gas de atemperación', ver figura 1.4.

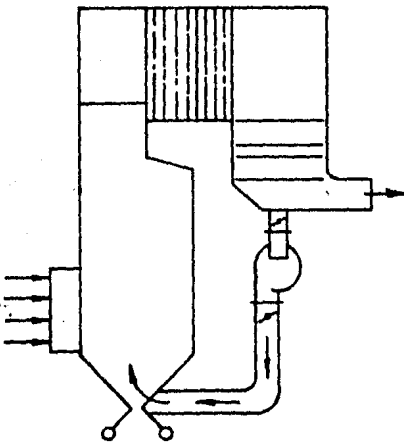


Fig. 1.3 Gas de recirculación

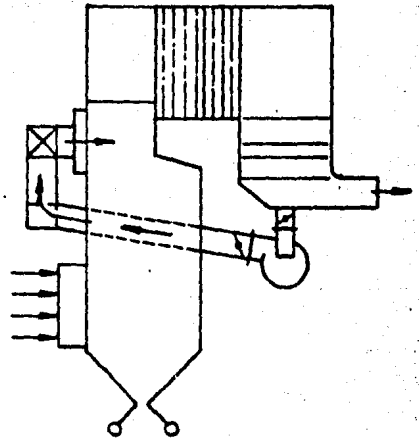


Fig. 1.4 Gas de atemperación

La función básica del gas recirculado es proporcionar un medio de alterar el patrón de absorción de calor dentro de la unidad generadora.

El gas introducido en la parte baja del hogar o "gas de recirculación" produce una marcada reducción en la absorción de calor del hogar e incrementa la absorción de la sección de convección.

La absorción de calor en el hogar es función de los patrones de temperatura de los gases de combustión a través de éste, la introducción del "gas de recirculación" altera estos patrones, debido a un tiempo menor de residencia de los gases en el hogar.

La porción de calor absorbido en el sobrecalentador, recalentador y economizador es por convección, la cual depende de la temperatura del gas y la velocidad de masa, al aumentar esta la absorción se incrementa.

El gas recirculado cerca de la salida del hogar o "gas de atemperación" tiene como función disminuir la temperatura del vapor. La explicación es sencilla, la temperatura de los gases de combustión disminuye al mezclarse con el gas recirculado, por lo tanto la absorción de calor disminuye ocasionando que la temperatura en el sobrecalentador baje.

1.5.4.2 CALDERAS CON INCLINACION DE QUEMADORES -

Para controlar la temperatura del vapor, es necesario provocar ciertos cambios en la superficie de calor de absorción, y esto se logra con la aplicación del fuego a diferentes niveles del hogar, utilizando quemadores inclinables en el plano vertical, según sea el tipo de respuesta que se necesite.

Los quemadores inclinables pueden moverse en un ángulo de 30° hacia abajo y 30° hacia arriba de la horizontal, como se puede ver en la figura 1.5.

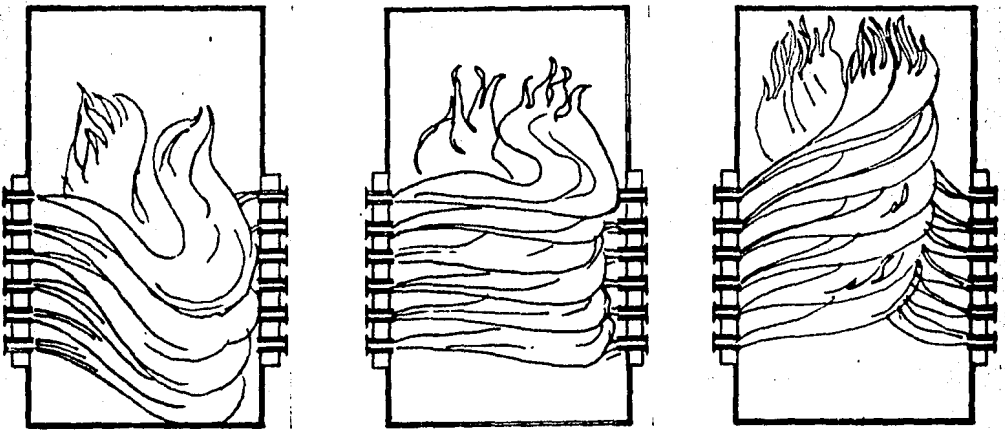


Fig. 1.5 Inclinación de quemadores.

Cuando la inclinación de quemadores es hacia arriba de la horizontal existe una menor absorción de calor en el hogar, ya que la transferencia de calor en esta zona es en su mayor parte debido a

radiación y la inclinación de los quemadores resta superficie de absorción de calor, además de que la residencia de los gases de combustión es menor, provocando a su vez que la temperatura del vapor aumente, ya que los gases llegan más calientes a la zona de convección.

Ahora bien si la inclinación de los quemadores es hacia abajo de la horizontal la absorción de calor aumenta en la zona del hogar debido a una mayor superficie de absorción, mientras que ahora el tiempo de residencia de los gases tiende a ser mayor y por lo tanto la temperatura del vapor disminuye.

1.5.5 COLOCACION DE QUEMADORES -

Los quemadores son los elementos básicos para producir una combustión correcta en el hogar. La función principal del quemador es alimentar combustible y aire en condiciones estables creando además las condiciones aerodinámicas óptimas para producir en el hogar una flama de características adecuadas al combustible y tipo de caldera.

En las calderas los quemadores se colocan:

1. Paralelos u Horizontales
2. Tendenciales

1.5.5.1 CALDERAS DE QUEMADORES PARALELOS U HORIZONTALES -

En este tipo de colocación los quemadores se encuentran localizados al frente o al frente y atrás de la unidad generadora.

En este tipo de colocación, la mezcla del combustible y el aire se lleva a cabo en los quemadores individualmente.

Cuando la colocación de los quemadores es al frente y atrás se le llama 'de fueso opuesto'. En la figura 1.6, se observa la colocación de los quemadores paralelos en el hogar.

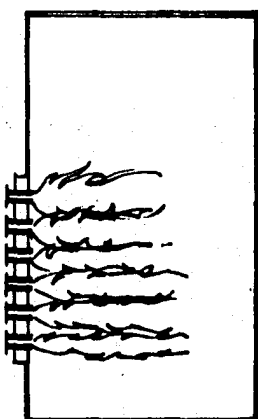


Fig. 1.6 Quemadores paralelos.

1.5.5.2 CALDERAS DE QUEMADORES TANGENCIALES -

La localización de estos quemadores es en las esquinas del hogar, cuya sección transversal es cuadrada. Los quemadores se colocan en tal posición que el fuego sea dirigido tangencialmente a un círculo imaginario que se considera situado en el centro del hogar. El movimiento rotatorio que imparte esta colocación de los quemadores al cuerpo de la flama a manera de remolino, produce una atmósfera turbulenta ideal para la existencia de una mejor combustión, ver figura 1.7.

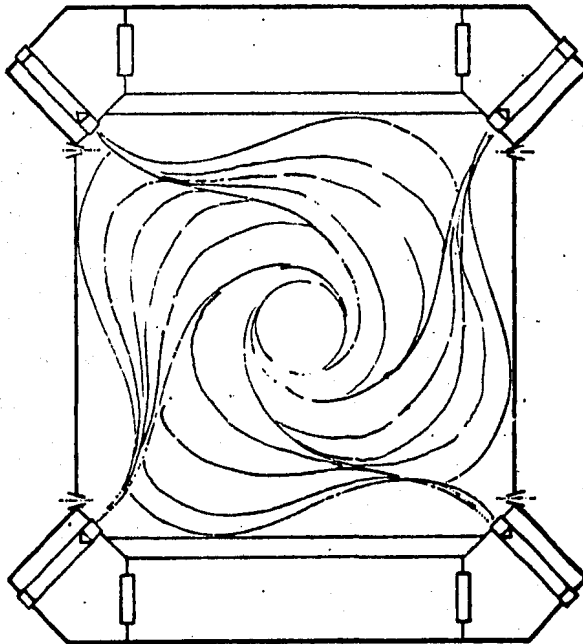


Fig. 1.7 Quemadores tangenciales.

1.5.6 SISTEMA DE TIRO -

La condición necesaria para una buena combustión es que el aire y el combustible empleado se pongan en contacto en las condiciones y proporciones debidas.

Una alimentación de aire suministrada en el sitio adecuado, junto con un tiempo de residencia, una turbulencia y una temperatura que permita efectuar y completar la reacción de combustión dentro del espacio destinado a la misma, son esenciales para el buen funcionamiento de la caldera.

El tiro es la fuerza que se requiere para mantener el flujo de aire y los gases de combustión a través del hogar, ductos y chimeneas.

El tiro se produce por medio de ventiladores y/o la chimenea.

Existen tres tipos de sistemas de tiro que son:

1. TIRO INDUCIDO
2. TIRO FORZADO
3. TIRO BALANCEADO

1.5.6.1 CALDERAS DE TIRO INDUCIDO -

Las calderas de tiro inducido son aquellas en las que mediante un ventilador colocado a la salida de los gases de combustión, como se puede ver en la figura 1.8, o por medio de la chimenea, se produce la

fuerza necesaria para mantener el flujo de aire y los gases de combustión a través de la caldera.

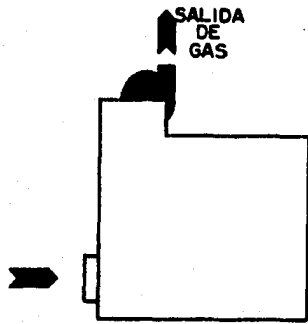


Fig. 1.8 Sistema de tiro inducido.

El ventilador maneja los gases de combustión, succionándolos de tal modo que abandonen la caldera a través de la chimenea, a su vez el aire de combustión entra a la caldera debido al vacío creado por la succión del ventilador, por lo tanto siempre existe un flujo de aire y gases de combustión a través de la caldera. La presión del hogar en un sistema de tiro inducido es menor que la atmosférica

1.5.6.2 CALDERAS DE TIRO FORZADO -

El tiro forzado es aquel en el cual un ventilador, introduce aire de la atmósfera, como se muestra en la figura 1.9, y lo envía por los ductos que conducen a los quemadores donde se produce la combustión, debido a la presión que produce el ventilador origina que los gases de combustión fluyan hacia la chimenea.

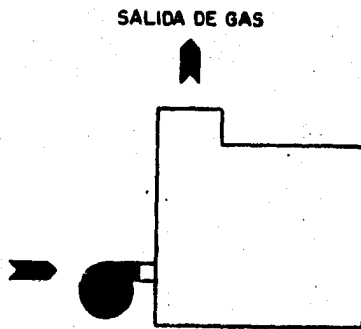


Fig. 1.9 Sistema de tiro forzado.

El hogar se mantiene a una presión arriba de la atmosférica, esto presenta el inconveniente de que los gases de combustión tienden a escapar por todas las juntas o grietas que pudieran existir en la montadura de la caldera.

1.5.6.3 CALDERAS DE TIRO BALANCEADO -

El sistema más utilizado actualmente para mantener el flujo de aire y gases de combustión es el de tiro balanceado, donde existen los dos tipos de ventiladores, de tiro forzado y de tiro inducido, en tales proporciones que la presión en el hogar sea ligeramente menor que la atmosférica, ver figura 1.10.

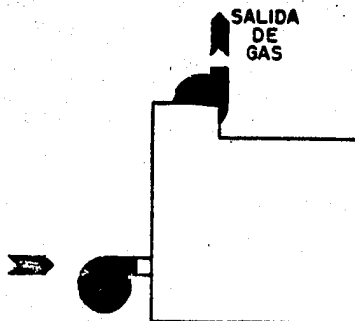


Fig. 1.10 Sistema de tiro balanceado.

La presión en el hogar en este tipo de sistema se encuentra aproximadamente entre 12.455 y 24.9 Pa, abajo de la atmosférica.

CAPITULO 2

REVISION Y EVALUACION DE MODELOS EXISTENTES PARA ANALISIS DE CALDERAS

2.0 REVISIÓN Y EVALUACIÓN DE MODELOS EXISTENTES PARA ANÁLISIS DE CALDERAS

2.1 INTRODUCCIÓN

El proceso de diseñar un modelo a partir de un sistema real y llevar a cabo experimentos con éste para propósitos ya sea de comprensión del funcionamiento del sistema o la evaluación de estrategias para la operación del mismo, se conoce con el nombre de simulación.

La simulación es por consiguiente, una metodología experimental y aplicada que busca:

- Describir el funcionamiento de sistemas.
- Construir teorías o hipótesis que expliquen el funcionamiento observado.
- Usar estas teorías para predecir el funcionamiento futuro, esto es, los efectos que se producirán por cambios en el sistema o en el modo de operación.

La finalidad de un modelo es auxiliarnos en la explicación, comprensión y desarrollo de un sistema, expresando las características esenciales del mismo, a través de un grupo de ecuaciones.

El uso de modelos hace posible la experimentación controlada en situaciones donde experimentos directos son imprácticos y costosos.

La experimentación directa sobre un sistema usualmente consiste de la variación de ciertos parámetros, mientras todos los demás permanecen constantes, con el fin de observar los resultados que acarrearán estos cambios en el funcionamiento global, es obvio que esto resulta difícil de realizarse en un proceso real.

En las dos décadas pasadas, la generación de vapor se desarrolló rápidamente, lo que trajo como consecuencia que, las calderas, en el caso particular las utilizadas para producción de energía eléctrica, se convirtieran en unidades complejas en cuanto a su funcionamiento.

La creación de modelos que reprodujeran la dinámica de una caldera se hizo entonces necesario, con el fin de aplicar estrategias para la operación de éstas, ya que la realización de experimentos directos acarrearía trastornos en la generación de energía eléctrica.

En este capítulo hacemos una revisión de los modelos de calderas más representativos que se encuentran en la literatura, evaluándolos de acuerdo a las hipótesis más relevantes que presenta cada uno de ellos y el alcance que tienen para representar fidedignamente a un generador de vapor.

La presentación que se hace de los modelos es en forma cronológica, de acuerdo a su aparición en diferentes publicaciones.

2.2 EVALUACION DE MODELOS

2.2.1 ANALISIS DINAMICO DE UNA CALDERA^o

Al parecer, uno de los primeros intentos que se hicieron para representar una caldera, es el propuesto por K. L. Chien quien desarrolla su modelo basado en una pequeña caldera tipo domo, de circulación natural, cuyos parámetros de operación para fines del modelo son los siguientes, la caldera se encuentra operando a 44% de carga total, con una producción de 15 Kg/seg de vapor (118000 lb/hr) a una presión y temperatura a la salida del sobrecalentador, de 8.4 MPa (1218 psia) y 510 oC (950 oF) respectivamente; la caldera no presenta etapa de recalentamiento.

El sistema para su análisis se divide en cuatro secciones las cuales son:

- Sobrecalentador
- Circuito tubería de bajada - paredes de agua
- Domo
- Trayectoria de los gases de combustión

Las hipótesis y simplificaciones más importantes que describen el funcionamiento de cada una de las secciones y en general de toda la caldera son las siguientes:

- No se considera la existencia de atemperación de vapor a la salida del sobrecalentador.
- Las velocidades de las fases vapor y líquido en las paredes de agua son iguales.
- La transferencia de calor a las paredes de agua para que se lleve a cabo la ebullición del líquido es proporcional al cubo de la diferencia de las temperaturas de la pared del tubo y el líquido.
- La temperatura del líquido en las paredes de agua es igual a la temperatura de saturación correspondiente a la presión en el domo.
- La calidad del vapor a lo largo de las paredes de agua se mantiene constante.
- La temperatura de la fase vapor en el domo es siempre igual a la temperatura de saturación correspondiente a la presión en éste, la temperatura del líquido difiere de la temperatura de saturación

Se considera la existencia de un flujo de evaporación o condensación en el domo, el cual es proporcional a la diferencia de las temperaturas de saturación y del líquido.

- La razón aire-combustible se mantiene constante.
- La razón de transferencia de calor en cada banco de tubos esta determinada por la temperatura de la pared del tubo y el promedio de la temperatura del gas, ésta es función de la temperatura de los gases de combustión a la entrada y la cantidad de calor perdido en cada banco.
- No se considera el efecto del economizador en la dinámica del sistema, dando como resultado que la temperatura del agua de alimentación se considere constante.
- La transferencia de calor a través de todo el sistema es por convección, siendo el flujo de los gases a través de la caldera turbulento.

Las ecuaciones que representan el funcionamiento de los procesos que se llevan a cabo en una caldera son del tipo de ecuaciones diferenciales no lineales, las cuales en este modelo mediante técnicas matemáticas apropiadas, son transformadas a ecuaciones diferenciales lineales, ésta transformación implica que el análisis dinámico se realiza de manera puntual, es decir, se escoge un punto al cual el sistema se encuentra estable, en este caso a 44% de carga, tomando como base este punto se lleva a cabo la linealización, por lo tanto, el análisis se realiza en este punto y perturbaciones cercanas a él, ya que un análisis lejano de este punto, no garantiza que el modelo represente fielmente el proceso.

En este modelo no se considera recalentamiento del vapor, además la trayectoria de flujo de los gases de combustión se realiza a través, primero, del sobrecalentador y posteriormente a través de las paredes de agua, lo que implica que se considera que la transferencia de calor de los gases de combustión a las paredes de agua y al sobrecalentador se lleva a cabo sólo debido a convección.

La inclusión de un flujo de evaporación o condensación en la interfase líquido-vapor en el domo es una consideración que otros modelos no toman en cuenta, aunque la ecuación que representa a éste flujo es enteramente empírica.

2.2.2 REPRESENTACION DINAMICA DE UNA GRAN UNIDAD CALDERA-TURBINA. -

Daniels propone un modelo que representa la caldera, la turbina y auxiliares de una central generadora de gran capacidad, éste es el primer modelo que se hizo para representar una unidad generadora completa, el objetivo primordial de este análisis es el desarrollo de técnicas de control.

Se toma como base la unidad Cromby # 2 de la Philadelphia Electric Company, la cual fué puesta en servicio en 1955 y utiliza como combustible carbón, aunque dispone del equipo necesario para utilizar combustóleo en caso de ser necesario, la unidad tiene una potencia de salida de 200 MW.

La caldera es de circulación controlada, de hogar doble, con una capacidad nominal de producción de vapor de 183 Kg/seg (1450000 lb/h). Las condiciones del vapor a la salida del sobrecalentador son, una presión de 12.4 MPa (1800 psia) y una temperatura de 537 °C (1000 °F), a la salida del recalentador la temperatura es de 337 °C (1000 °F).

El sobrecalentador secundario se localiza a la salida de uno de los hogares, mientras que el recalentador se localiza a la salida del otro, el economizador y sobrecalentador primario que son el paso de convección, se encuentran por mitad en cada hogar, los ductos del gas provenientes de cada uno de los hogares se juntan a la entrada del precalentador de aire.

Cuatro bombas de circulación, dos ventiladores de tiro forzado y dos de tiro inducido forman parte del equipo auxiliar. El control de temperatura se realiza por medio de inclinación de quemadores y rocío de atemperación.

Para el desarrollo del modelo se hacen las suposiciones siguientes:

- En el domo se considera que la temperatura del líquido y vapor son idénticas e iguales a la temperatura de saturación correspondiente a la presión del domo, aquí no se considera la existencia de un flujo de evaporación o condensación como en el modelo propuesto por Chien.

- En la tubería de bajada, el agua de alimentación proveniente del economizador se mezcla con el agua saturada proveniente del domo, se supone que la tubería es adiabática.
- El flujo volumétrico a través de las bombas de circulación, el cual se alimenta a las paredes de agua, se considera constante.
- La calidad del vapor se considera constante a lo largo de las paredes de agua.
- Las velocidades de fase del vapor y del líquido en las paredes de agua son idénticas.
- La densidad y la entalpía en las paredes de agua es función de la calidad y de las propiedades respectivas del líquido y vapor en el domo.
- La transferencia de calor de la pared del tubo al líquido subenfriado en las paredes de agua, es proporcional al cubo de la diferencia entre la temperatura de la pared del tubo y la temperatura del fluido, la cual se toma igual a la temperatura de saturación del domo.
- Las secciones correspondientes al sobrecalentador, recalentador y economizador utilizan el mismo tipo de ecuaciones, excepto que en éste último el flujo se considera incompresible.

- En la ecuación de la caída de presión a través de las secciones del sobrecalentador, recalentador y economizador, sólo se considera el término de fricción.
- A la entrada del sobrecalentador secundario y recalentador primario se lleva a cabo la atemperación. Las ecuaciones que representan a la atemperación no contienen términos dinámicos.
- En las ecuaciones de balance de energía, masa y momentum que representan el sobrecalentador, recalentador y economizador la densidad se considera como la media aritmética de la densidad de salida y entrada.

El sistema de combustible, aire y gases de combustión, así como la transferencia de calor a las superficies metálicas son incluidos en éste análisis, las suposiciones hechas en esta parte son las siguientes:

- La alimentación del combustible a la caldera se representa por una función de retraso del transporte del alimentador al hogar.
- El balance global de aire en la caldera se considera como la suma del aire secundario, el primario y un flujo de pérdida en los precalentadores de aire.

- El balance de los gases de combustión se toma como la suma de los flujos de aire secundario, primario y combustible excepto la parte que se convierte en cenizas y que va al fondo del hogar.
- Los ventiladores de tiro forzado y tiro inducido se representan de manera similar; en ambos, la ecuación del flujo volumétrico se toma como una cantidad base a la cual se suman dos términos; el primero considera la posición de las aspas y el segundo la presión a través de los ventiladores.
- El calor liberado en el hogar es la suma del producido por la combustión; más la energía contenida por el aire, que está dada por la capacidad calorífica, el flujo y la temperatura del aire.
- La temperatura de los gases de combustión saliendo del hogar se representa por una cantidad base, a la cual se suman los términos que toman en cuenta, el calor liberado en el hogar, el exceso de aire y la inclinación de quemadores.
- En las paredes de agua la transferencia de calor se considera debido a radiación; mientras que en los recalentadores y sobrecalentadores la transferencia de calor se lleva a cabo por convección y radiación. En el economizador sólo es considerada la transferencia de calor por convección.

Como mencionamos anteriormente las ecuaciones que representan las partes esenciales de la caldera son del tipo de ecuaciones no lineales, en este modelo al igual que el propuesto por Chien las ecuaciones se linealizan alrededor de un punto de operación estable, lo cual hace que el análisis sólo se realice en puntos cercanos a éste.

A pesar de que algunas de las ecuaciones, especialmente las correspondientes al sistema de alimentación de combustible, aire y gases de combustión son totalmente empíricas, éste modelo es más extenso con respecto al desarrollado por Chien, ya que modela la unidad generadora completa.

2.2.3 OPTIMIZACION DINAMICA DE UNA CALDERA -

Nicholson realiza una investigación del funcionamiento de una caldera de circulación natural, la cual se encuentra instalada en una estación de energía industrial, y cuyos parámetros de operación son, 12.6 Kg/sec (100000 lb/h) de vapor producido, a 4.5 MPa (650 psia), y 454 °C (850 °F), de presión y temperatura respectivamente, esta caldera suministra vapor al proceso a 110 °C (230°F) y 0.76 MPa (110 psia).

Para dicha investigación, Nicholson desarrolló un modelo con las siguientes características:

La caldera se divide en las siguientes secciones:

- Sobrecalentador
- Circuito Tubería de bajada - Paredes de agua (dos secciones).
- Uomo
- Trayectoria de los gases

En realidad, éste modelo toma como base el modelo desarrollado por Chien; las hipótesis básicas son las mismas, el único cambio que existe es que se consideran dos secciones de paredes de agua. La trayectoria que siguen los gases de combustión en la caldera, es primero a través de una de las secciones de paredes de agua, en seguida el sobrecalentador, la segunda sección de paredes de agua y por último el economizador, como vemos este modelo al contrario del modelo desarrollado por Chien; considera la dinámica del economizador, aunque sólo en cuanto al cálculo de la temperatura de los gases de combustión a través de él y el calor que es transferido del gas al metal del tubo.

La transferencia de calor en las secciones de paredes de agua y el sobrecalentador se considera que se lleva a cabo sólo por convección.

Al igual que los modelos anteriores las ecuaciones se linealizan por medio de técnicas adecuadas, simulando situaciones sólo cercanas al punto al cual se hizo la linealización.

En sí el modelo de Nicholson no contribuye al avance en este campo, ya que toma como base un modelo ya hecho, sin contribución de ninguna especie, ya que el hecho de tomar dos secciones de paredes de agua no afecta el tipo de transferencia de calor, ya que éste sigue siendo debido a convección solamente.

2.2.4 MODELO DINAMICO DE UNA CALDERA DE DOMO -

Thompson desarrolla el modelo de una caldera tomando como base la unidad Cromby # 2 de la Philadelphia Electric Company, ésta es la misma unidad en la que se basa Daniels para hacer su modelo. El punto de operación escogido por Thompson para comparar su modelo con la planta es 90% de carga, siendo este el punto donde se tomaron los datos de las constantes físicas.

El modelo tiene como meta principal el desarrollo de un controlador multivariable, que regule las variables de la planta, esto es, que a un error en una de las variables de la planta, el controlador responda coordinadamente sin afectar las otras variables.

El modelo describe la dinámica del domo, tubería de bajada, paredes de agua, economizador, sobrecalentador y porciones correspondientes a la combustión.

Características que los modelos anteriores no toman en cuenta son incluidas en el desarrollo de éste modelo tales como:

- El efecto de la variación de las propiedades del vapor con la longitud en el sobrecalentador.
- Efecto de la variación del flujo de calor con la longitud del sobrecalentador
- Efecto de la variación de las propiedades de la mezcla agua-vapor en las paredes de agua respecto a la longitud de éstas.
- Efecto de la variación de la entalpía del vapor saturado respecto a la presión.
- Variaciones de flujo másico de entrada y salida en el circuito tubería de bajada - paredes de agua debidos a la circulación forzada.

Como podemos ver las partes de la caldera donde las consideraciones tienen efecto son el sobrecalentador y las paredes de agua primordialmente. La técnica usada para describir estos componentes, fué dividirlos en volúmenes elementales, es decir, se considera que tanto el sobrecalentador como las paredes de agua, se componen de un número determinado de volúmenes, en donde en cada uno de éstos se encuentran dadas las propiedades termodinámicas.

En las paredes de agua se consideran dos secciones, una horizontal y otra vertical, debido al hecho de que el peso de la mezcla agua-vapor de las paredes de agua sólo afecta en la porción vertical.

Este modelo toma consideraciones que en modelos anteriores y hasta en posteriores no son tomadas en cuenta, aunque el hecho de que las ecuaciones sean linealizadas hace que el análisis se limite a estado estable y puntos cercanos a éste.

2.2.5 MODELOS DINAMICOS PARA CALDERAS DE ESTACIONES DE ENERGIA -

Anderson desarrolla dos modelos, estos representan a dos calderas, de 30 MW y de 200 MW de salida respectivamente, ambas son de circulación natural, la última presenta etapa de recalentamiento.

Una descripción general de ambas unidades es dada a continuación:

La unidad de 30 MW libera vapor a razón de 38 K_g/seg (300000 lb/h) a una presión de 6.5 MPa (950 psia) y una temperatura de 496.0C (750 oF), mientras tanto la unidad de 200 MW libera vapor a razón de 170 K_g/seg (1350000 lb/h), a 16.9 MPa (2450 psia) de presión y 568 oC (1000 oF) de temperatura, con una etapa de recalentamiento a 541 oC (1000 oF) y 3.15 MPa (457 psia) de temperatura y presión a la salida del recalentador.

Cada una de las unidades para su análisis se dividió en secciones, las cuales son las siguientes:

La unidad de 30 MW.

- Sobrecalentador secundario
- Sobrecalentador primario
- Desobrecalentador
- Economizador

La unidad de 200 MW

- Economizador
- Domo
- Tubería de bajada
- Paredes de agua

- Circuito tubería de bajada y paredes de agua
- Domo
- Trayectoria del sas
- Sobrecalentador primario
- Atemporador
- Sobrecalentador secundario
- Turbina de alta presión
- Recalentador
- Atemporador
- Turbina de presión intermedia
- Turbina de presión baja
- Trayectoria del sas

Se hacen suposiciones para cada modelo, de forma particular para la unidad de 30 MW las principales son las siguientes:

- La razón de flujo de vapor depende de la apertura de la válvula gobernadora y de la temperatura y presión en ésta.
- En los sobrecalentadores o atemperadores solo calor latente es suministrado al fluido enfriado.
- Se supone flujo incompresible a través del economizador.
- Se supone que el agua de alimentación del economizador entra directamente a la tubería de bajada.
- Las paredes de agua se dividen para su análisis en tres secciones.

- El líquido en el domo se considera que se encuentra a la temperatura de saturación correspondiente a la presión en éste.
- El nivel del domo se toma isual todo el tiempo.

Para la unidad de 200 MW, se toman las siguientes hipótesis:

- Se considera que la densidad del agua de alimentación en el economizador varía con los cambios en la temperatura a través de ésta sección.
- Se supone que el agua de alimentación se mezcla completamente con la contenida en el domo, pero los efectos de evaporación o condensación no son tomados en cuenta.
- Los atemperadores se describen por medio de ecuaciones algebraicas debido a que se considera que no hay volumen de almacenamiento o sea que no existen términos dinámicos en esta sección.

Se consideran además ecuaciones empíricas para la transferencia de calor en ambas unidades.

Al igual que en los modelos anteriores las ecuaciones diferenciales no lineales son convertidas a ecuaciones diferenciales lineales.

2.2.6 MODELO DINAMICO NO LINEAL DE UN GENERADOR DE VAPOR DE UN SOLO PASO - SUBCRITICO

Ray desarrolla el modelo de una caldera de un solo paso a presión subcrítica.

La caldera es dividida para su análisis en tres secciones que son el economizador, evaporador y sobrecalentador.

El tipo de caldera sobre el que se basa el desarrollo del modelo es típica de centrales de energía nuclear. La caldera de un solo paso se representa por medio de un tubo en el cual entra agua y sale vapor, en éste análisis se trata como un intercambiador de calor a contracorriente, por un lado los gases de combustión y por otro el agua o vapor.

Para el desarrollo del modelo se hacen las siguientes suposiciones:

- A través de cualquier sección transversal las propiedades del fluido son uniformes e independientes.
- El flujo es idéntico en todos los tubos
- Flujo estable de los gases de combustión
- Presión constante de los gases de combustión

- Los gases de combustión se consideran un gas perfecto
- La longitud de cada sección varia con el tiempo.

Este es uno de los primeros modelos en el cual las ecuaciones no son linealizadas, lo que indica que el modelo es capaz de simular situaciones en un amplio rango de operación, al contrario de los modelos anteriores en el que el análisis solo se realiza en estado estable y puntos cercanos a éste.

2.2.7 MODELO MATEMATICO PARA SISTEMAS CALDERA-TURBINA-GENERADOR -

McDonald propone un modelo, que se basa en la unidad Cromby No 2 de la Philadelphia Electric Company, éste sistema es el mismo en el que se basan Daniels y Thompson para desarrollar sus modelos.

El modelo se divide para su análisis en las siguientes secciones:

- Válvula de agua de alimentación.
- Tubería de bajada.
- Paredes de agua.
- Domo.
- Sobrecalentador primario.

- Atemporador.
- Sobrecalentador secundario.
- Válvula gobernadora.
- Turbina de alta presión.
- Atemporador.
- Recalentador.
- Turbina de baja presión.
- Alimentador de combustible.
- Combustión.
- Hodar en la zona del sobrecalentador.
- Hodar en la zona del recalentador.

En sí, el modelo desarrollado por McDonald mejora el modelo propuesto por Daniels, en cuanto al sistema de alimentación de combustible, ya que toma en cuenta una ecuación dinámica y no una ecuación empírica como el de Daniels, aunque debido a que los requerimientos del modelo, no son tan complicados como los del modelo desarrollado por Thompson, algunos aspectos, tal como la división del sobrecalentador y las paredes de asua en volúmenes elementales, no son tomados en cuenta, ya que McDonald considera el sobrecalentador compuesto sólo por dos secciones, y las paredes de asua las considera

como una sola.

Además en este análisis no se considera la dinámica del economizador, con lo cual la entalpía del agua de alimentación se toma como constante.

Las ecuaciones que representan al proceso son linealizadas.

2.2.8 MODELADO Y SIMULACION DE UNA CALDERA DE DOMO - TURBINA DE UNA CENTRAL - TERMOELECTRICA BAJO ESTADOS DE EMERGENCIA

Usoro desarrolla su modelo tomando como base una central de 600 MW de energía de salida, la cual quema combustóleo, la caldera presenta circulación forzada y es capaz de producir 530 Kg/sec (4.2E06 lb/h) de vapor a una presión de 18.0 MPa (2600 psia) y temperatura de 538 oC (1000 oF) con una etapa de recalentamiento a 4.5 MPa (650 psia) y 538 oC (1000 oF) de presión y temperatura respectivamente.

Este modelo esta orientado a estudiar los estados de emergencia, esto es las bajas frecuencias y las variaciones de voltaje que pueden ocurrir y que son situaciones indeseables para el funcionamiento del sistema caldera-turbina.

Usoro incorpora características adicionales que otros modelos no presentan entre las cuales se encuentran las siguientes:

- Sistemas no lineales son incluidos de tal manera que el modelo es válido sobre un amplio rango de operación.

- Tablas de vapor apropiadas son usadas para proporcionar propiedades termodinámicas realistas sobre un amplio rango de operación.
- Principales auxiliares de la planta tales como bombas y ventiladores son explícitamente modelados junto con los motores de inducción y la dependencia de éstos con el voltaje y la frecuencia.
- La dinámica del agua de alimentación y de condensado es explícitamente modelada.

Aunque el modelo está basado en una central prototipo para verificación del funcionamiento del modelo, puede ser usado para simular cualquier unidad del tipo caldera de domo-turbina.

En el desarrollo del modelo es necesario emplear ciertas suposiciones con el fin de facilitar su resolución; algunas de las principales son las siguientes:

- El agua se considera incompresible; esta suposición permite despreciar las variaciones de la densidad respecto a la presión.
- En las ecuaciones de flujo los términos de inercia son despreciables respecto a los términos de fricción y presión.

- El agua y el vapor se encuentran en equilibrio saturado en el domo, deaerador y condensador.
- La dinámica de las bombas y ventiladores usados, si son dos o más se describen en términos de la dinámica de uno de ellos y por el número que este en operación.
- La propiedad que representa a un componente dado se encuentra a la salida de éste.

El modelo se describe por medio de leyes físicas que se encuentran representadas por las ecuaciones de continuidad, energía y momentum, además de relaciones constitutivas que comprenden las propiedades agua/vapor, las características del funcionamiento de bombas, ventiladores y de los motores de inducción.

Este modelo es capaz de simular el funcionamiento de la central en un rango de 50 a 100% de carga, con variaciones de voltaje y frecuencia, los efectos que tienen estas variaciones en los componentes auxiliares de la central son la razón principal del desarrollo del modelo.

2.2.9 MODELADO Y CONTROL DE SISTEMAS CALDERA-TURBINA-GENERADOR DE UNA CENTRAL - DE ENERGIA

Masada desarrolla el modelo de una caldera supercritica de un solo paso, el cual esta basado en el funcionamiento de una central prototipo, aunque la estructura del modelo y las ecuaciones

Principales son representativas de cualquier caldera supercrítica de un solo paso que quema carbón.

Se realiza además un análisis de los procesos termohidráulicos, cuyos resultados pueden ocuparse en cualquier tipo de calderas.

Algunas características que incluye este modelo son las siguientes:

- Acoplamiento electromecánico entre los motores de inducción y los principales auxiliares de la central, así como su dependencia con la frecuencia y el voltaje.
- Inclusión de sistemas de control caldera-turbina.
- Perfiles de presión del aire primario, secundario y flujo de gases de combustión.
- Inclusión de los procesos de condensado y agua de alimentación con flujos de extracción de vapor de las turbinas usados para calentamiento del agua de alimentación.
- Desarrollo de un modelo de parámetros concentrados. Esto es, se toma sólo una variación temporal y dentro de cierto campo, se desprecia la variación espacial. Con esto se obtienen ecuaciones diferenciales totales y no parciales, siendo más sencilla su solución numérica.

Las ecuaciones que representan al modelo son del tipo de ecuaciones diferenciales no lineales, con lo cual este modelo es capaz de simular las respuestas de la unidad en estado normal y anormal en el rango de 50 a 100% de carga. Aunque el modelo fué desarrollado para una caldera supercrítica de un solo paso, varios de los modelos de componentes y procesos son aplicables a otros tipos de calderas, principalmente los que presentan procesos termohidráulicos.

El modelo de parámetros concentrados es uno de las mayores aportaciones de este modelo.

2.2.10 MODELO DEL SIMULADOR DE CENTRALES TERMOELECTRICAS -

En el Instituto de Investigaciones Eléctricas, se desarrolló un simulador de centrales termoeléctricas el cual reproduce el funcionamiento de la Unidad No. 1 de la central termoeléctrica "Francisco Pérez Ríos" en Tula Hgo., donde la caldera es del tipo de domo y utiliza como combustible gas y/o combustóleo, la temperatura del vapor se controla por medio de inclinación de quemadores y atemperación por rocío, la producción de vapor es de 252 Kg/seg (200000 Lb/h), a una presión y temperatura de 17.1 MPa (2485 psia) y 813.5 oK (1005 oF) a la salida del sobrecalentador, ésta misma temperatura se alcanza a la salida del recalentador, sólo que a una presión de 3.74 MPa (543 psia).

Aunque el modelo simula el comportamiento de dicha central específicamente, puede simular cualquier otra unidad que trabaje con una caldera del tipo de domo, haciendo las adaptaciones pertinentes.

Para el desarrollo del simulador, la central se dividió en varios sistemas, como se verá más adelante en el capítulo 3, pero en particular la caldera fué dividida en cinco, los cuales se listan a continuación, junto con una breve explicación del sistema:

- CALDERA PARTE AIRE: Representa el aire necesario para la combustión y la trayectoria que sigue éste incluyendo los ventiladores.
- CALDERA PARTE GASES: Representa el gas de combustión, así como la transferencia de calor de éste hacia las diferentes zonas de la caldera, la cual se efectúa durante su permanencia en la caldera.
- CALDERA PARTE AGUA: Representa al fluido de trabajo agua y/o vapor en el circuito cerrado domo superior a tubería de bajada a domo inferior a paredes de agua regresando finalmente al domo superior, incluye también las bombas de circulación forzada.
- VAPOR I: Representa el vapor sobrecalentado en su paso por los sobrecalentadores, desde la salida del domo superior hasta la entrada de la turbina de presión alta.

- VAPOR II: Representa al vapor recalentado durante su permanencia en el recalentador, desde la salida de la turbina de alta presión hasta la entrada de la turbina de presión intermedia.

Tanto estos sistemas, los cuales constituyen a la caldera, como los otros considerados en el capítulo 3, fueron modelados de manera independiente cada uno, es decir, en un principio, las variables que interrelacionan los modelos se tomaron como datos externos, esto es, variables que necesita un modelo y que son calculadas en otro pueden cambiar según sea requerido por la simulación de un modelo independiente, entrando como datos, los cuales podían ser perturbados para dar una cierta dinámica a la prueba de simulación. Esta situación cambió cuando se hizo el acoplamiento de los modelos, ya que se formó un solo modelo que representa a toda la unidad generadora.

Existen aparte de los sistemas mencionados arriba, los de la turbina, generador, sistema eléctrico, alimentación de combustible, agua de alimentación, condensado, vapor auxiliar, agua de circulación y los controles necesarios tanto lógicos como analógicos.

Todos los equipos auxiliares de la unidad son explícitamente modelados.

Las ecuaciones que representan al proceso son del tipo de ecuaciones diferenciales totales no lineales y al igual que los últimos modelos mencionados las ecuaciones no son linealizadas, con lo cual el simulador es capaz de simular las respuestas de la unidad

desde el llenado de la caldera hasta 100% de carga, además de fallas en los equipos tales como disparo de bombas, ruptura de tubos en las paredes de agua del hogar, en los diversos calentadores de agua de alimentación o en el sobrecalentador, fallas en los diversos controles y otras.

Cabe mencionar que cada uno de los modelos, ya acoplados en el simulador, se integra con un método y con un paso particular para optimizar tanto el tiempo de ejecución como la precisión requerida.

Para el caso de la caldera, que se encuentra representada por cinco sistemas, que ya mencionamos en párrafos anteriores se hizo necesario hacer ciertas suposiciones tales como:

1. Se usa, en general, el concepto de parámetros concentrados.
2. Se supone un régimen permanente en el lado aire, debido a que el tiempo de residencia del aire es mucho menor que el tiempo de residencia del vapor.
3. El comportamiento del aire se supone como el de un gas ideal.
4. Se supone régimen permanente del lado de los gases de combustión, debido a que, el tiempo de residencia de los gases es mucho menor que el tiempo de residencia del vapor.
5. El comportamiento de los gases se supone como el de un gas ideal.

6. La transferencia de calor de los gases de combustión a las partes de la caldera se supone de la manera siguiente: para la sección del hogar del tipo de radiación en su mayor parte, para la sección del sobrecalentador secundario y recalentador del tipo de radiación y convección y para las secciones de sobrecalentador intermedio y primario, así como para el economizador y precalentadores de aire se supone del tipo de transferencia de calor por convección.
7. Los ventiladores de tiro forzado son explícitamente modelados.
8. Para el vapor se considera que el coeficiente de transferencia de calor limitante es la resistencia entre metal y gases.
9. Se considera que la caída de presión del vapor en las tuberías se debe solo a fricción.
10. No se considera flujo sónico en las tuberías de las secciones de sobrecalentamiento y recalentamiento.
11. En el domo superior se considera que las condiciones son las de saturación a la presión de vapor prevaleciente.
12. La tubería de bajada se considera como un tubo equivalente.

13. La presión a lo largo de las paredes de agua se considera constante e igual a la del domo inferior.
14. Las paredes de agua se consideran como un tubo equivalente que va del domo inferior al domo superior.
15. El sistema de alimentación de combustible es explícitamente modelado, tomando en cuenta que el combustible es gas y/o combustóleo, se modelan todos los equipos que componen el sistema de alimentación de éstos.

En si éstas son las principales suposiciones que se tomaron para el desarrollo de los modelos que representan el funcionamiento de la caldera, aparte cada sistema tiene sus hipótesis particulares para cada una de las partes de que se compone.

Como vemos el modelo de la caldera que se desarrolló para el simulador es uno de los más completos de los que hemos analizado hasta aquí. Además su validación se ha hecho con la comparación directa entre la planta real y el simulador, teniendo resultados aceptables en todos los niveles de operación. Cabe señalar que los modelos del simulador fueron hechos en base a dos consideraciones generales:

- Procurar el mínimo tiempo de ejecución para que el modelo final pudiera correr en Tiempo Real.

- No tener errores mayores al 10% en las variables normales* y al 2% en variables críticas*.

El desarrollo de un modelo general de calderas de circulación forzada y circulación natural se hizo en base al modelo del simulador ya que es uno de los más completos y versátiles, de los modelos aquí analizados.

* Estas fueron definidas por C.F.E -

CAPITULO 3

DESARROLLO DE UN MODELO GENERAL PARA CALDERAS DE CIRCULACION FORZADA Y NATURAL

3.0 DESARROLLO DE UN MODELO GENERAL PARA CALDERAS DE CIRCULACION FORZADA Y CIRCULACION NATURAL.

3.1 INTRODUCCION

El simulador desarrollado en el Instituto de Investigaciones Eléctricas se encuentra constituido de una serie de modelos matemáticos, los cuales reproducen el funcionamiento de una unidad generadora de 300 MW, que utiliza como combustible gas y/o combustóleo.

Estos modelos satisfacen primordialmente dos criterios: simplicidad y exactitud, el primero con el fin de minimizar el tiempo de ejecución y el segundo para asegurar que la respuesta sea la misma que en la central.

Por cuestiones de modelado la unidad se dividió en 13 sistemas, como se ve en la figura 3.1, y los cuales son los siguientes:

- Caldera-Asua
- Caldera-Gases
- Caldera-Aire
- Vapor I
- Vapor II
- Turbina I
- Turbina II
- Agua de alimentación
- Traslado
- Condensado
- Agua de circulación
- Generador
- Sistema eléctrico

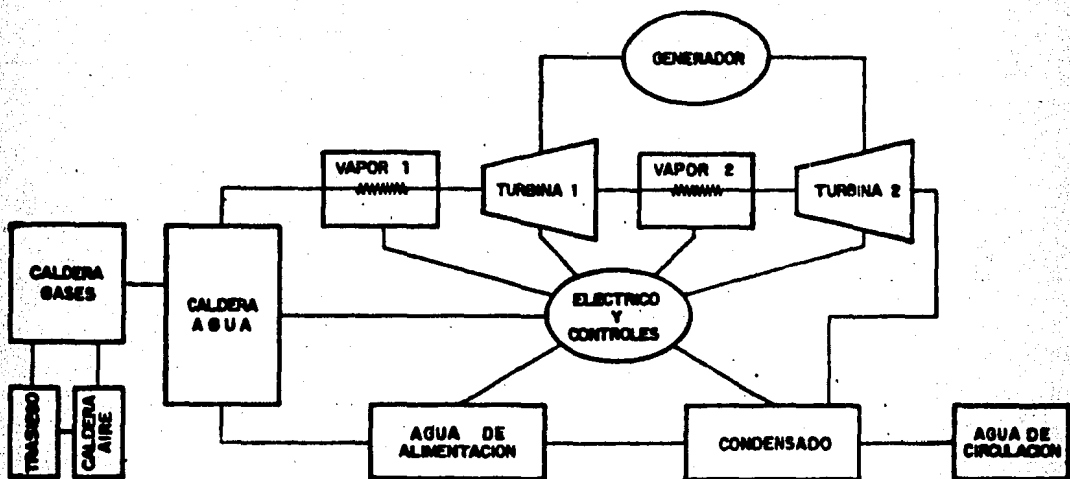


Fig. 3.1 Sistemas en que se dividió la unidad generadora.

Como puede observarse en la figura 3.1, la unidad generadora, además de los modelos que representan a los procesos, se encuentra constituida por los controles con los que se encuentra dotada la unidad, los cuales son ya sea de tipo lógico o analógico.

Las características primordiales de la caldera que se modeló para el simulador es que ésta es del tipo de domo y presenta circulación forzada.

En particular, el funcionamiento global del generador de vapor se encuentra representado únicamente mediante los sistemas: Caldera-agua, Caldera-gases, Caldera-aire, Vapor I y Vapor II. En el Capítulo 2, se dió una breve explicación de la parte que representa cada uno de estos sistemas, siendo el sistema Caldera-agua como se recordará el que representa la circulación del fluido de trabajo dentro de la caldera, razón por la cual incluye el modelo de las bombas de circulación.

El objetivo de este capítulo es mostrar el desarrollo de un modelo de una caldera tipo domo de circulación natural, explicar el procedimiento de acoplamiento de éste al modelo desarrollado para el simulador, obteniendo así un modelo general capaz de analizar la dinámica de una caldera tipo domo de circulación forzada o circulación natural según sea el caso, además de explicar la nodalización que se hizo en las paredes de agua. Por último, explicar el acoplamiento de los cinco modelos antes citados en uno solo, con lo cual se obtiene el modelo del generador de vapor completo.

3.2 DESCRIPCION DEL SISTEMA

Las condiciones de operación nominales que presenta la caldera son las siguientes; en el domo se mantiene una presión de 18.3 MPa (2656 psia) y una temperatura de 849.3 oK (1069 oF), la producción de vapor a la salida del sobrecalentador es de 252 Kg/seg (200000 lb/h), a una presión y temperatura en este punto de 17.1 MPa (2485 psia) y 813.5 oK (1005 oF) respectivamente, el vapor del sobrecalentador pasa

a la turbina de alta presión de donde regresa a la caldera para ser recalentado, siendo las condiciones de operación a la salida del recalentador, una presión de 3.74 MPa (543 psia) y una temperatura de 813.5 oK (1005 oF), estas condiciones de operación son a máxima carga.

La caldera utiliza como combustible indistintamente gas o combustóleo, aunque en un momento dado puede usar los dos, el control de la temperatura del vapor se lleva a cabo por inclinación de quemadores, además de atemperación por rocío. El aire necesario para la combustión es suministrado al hogar por medio de dos ventiladores de tiro forzado.

La descripción anterior, incluyendo las condiciones de operación, corresponden a la caldera tipo domo de circulación forzada que se modeló para el simulador, siendo éstas mismas las que se tomaron para el caso de circulación natural, debido a la falta de datos de una caldera de ésta característica.

La descripción del funcionamiento de la caldera de circulación natural en la parte agua es la siguiente.

El agua suministrada por el sistema de agua de alimentación, la cual proviene del economizador, entra al domo superior, donde se mezcla con el líquido ahí presente, adquiriendo inmediatamente las condiciones de saturación a la presión existente en el domo.

El líquido del domo pasa a través de la tubería de bajada hasta el domo inferior, de donde es alimentado a las paredes de agua, en esta sección calor proveniente del hogar es absorbido por el líquido provocando que parte de éste se convierta en vapor, la mezcla líquido-vapor fluye por diferencia de densidades a través de las paredes de agua hacia el domo superior, donde el vapor es separado del líquido por medios mecánicos (separadores ciclónicos), el vapor sale del domo hacia las etapas de sobrecalentamiento, mientras que el líquido se mezcla con el presente en el domo para ser recirculado.

El sistema de caldera en la parte agua consiste esencialmente del circuito domo superior-tubería de bajada-domo inferior-paredes de agua-domo superior, como se muestra en la figura 3.2.

Si hicieramos una descripción del funcionamiento de la caldera de circulación forzada sería esencialmente la misma a excepción de que en el paso del líquido entre la tubería de bajada y el domo inferior se encuentran colocadas dos bombas, las cuales hacen que el fluido circule a través del circuito, estas se encuentran con líneas punteadas en la figura 3.2.

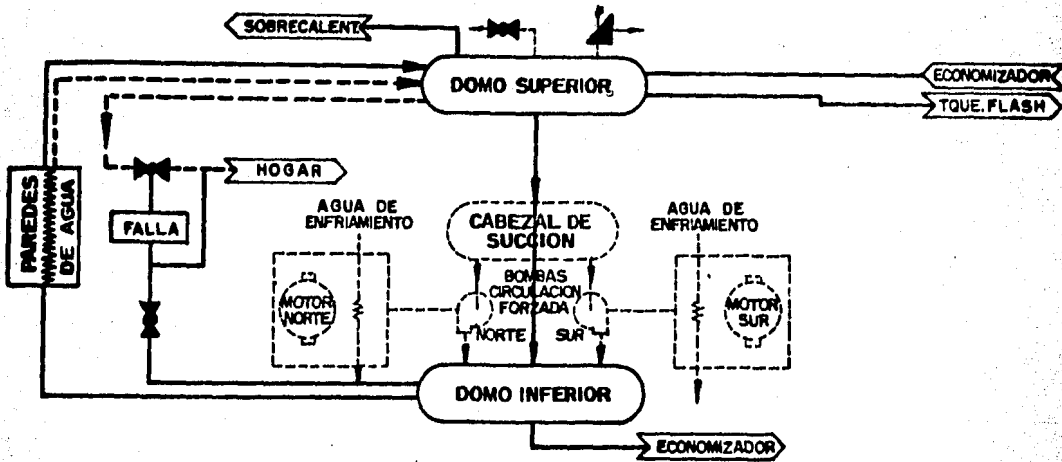


Fig. 3.2 Sistema Caldera parte agua.

3.3 DESARROLLO DEL MODELO

En el desarrollo de los modelos que conforman el simulador de centrales termoeléctricas, fué necesario definir los resultados esperados por cada uno de éstos, así como la información necesaria para el uso de los mismos ya sea que ésta fuera calculada por otros modelos o por datos externos, debido al hecho de que cada sistema se modeló de manera independiente en un principio, antes de ser acoplados para formar uno solo que representara la unidad generadora completa, estos datos externos de que hablamos son en esencia las fallas que pudiera presentar la central y que se modelaron para el simulador, en el caso del modelo de Caldera-agua se modeló una sola falla, la cual consiste en una ruptura de tubos en las paredes de agua, ésta se representa por medio de dos válvulas de apertura variable, situadas una en el domo inferior y la otra en el domo superior, para el caso de

circulación natural aquí desarrollado también se toma en cuenta la falla de ruptura de tubos, ver figura 3.2.

Las principales entradas de otros módulos o datos externos que recibe el modelo de Caldera-agua para el caso de circulación forzada son esencialmente las siguientes:

- El calor transferido al metal de las paredes de agua.
- El flujo y la entalpía del agua de alimentación.
- El flujo de vapor.
- Voltaje a los motores de las bombas de circulación forzada.
- Posiciones de las válvulas en drenes, venteos y ruptura de tubos.

Mientras que los principales resultados que el modelo proporciona son:

- La presión en el domo superior
- El nivel del líquido en el domo superior
- Las temperaturas del metal en el domo, tubería de bajada y paredes de agua.
- Las diferenciales de presión y la corriente eléctrica demandada en las bombas de circulación.

- Flujos a través de drenes, venteos y ruptura de tubos.

En el caso de circulación natural el voltaje a los motores de las bombas de circulación forzada se considera inexistente, por consiguiente la corriente eléctrica y las diferenciales de presión no son calculadas.

El modelo para su realización se basa primordialmente en leyes físicas, así como de correlaciones basadas en la literatura.

Las leyes físicas que describen el funcionamiento dinámico del sistema son las ecuaciones de conservación de masa, energía y momentum.

Con el fin de crear un modelo que tuviera las condiciones de simplicidad y exactitud necesarias se hacen varias suposiciones, siendo las más importantes las siguientes:

- Las condiciones en el domo son las de saturación.
- Las válvulas de venteos y de seguridad del domo se reducen a una válvula equivalente.
- La tubería de bajada, constituida por 6 tubos se considera como un solo tubo equivalente.
- Para las paredes de agua se hace lo mismo que con la tubería de bajada, aunque el número de tubos en las paredes de agua es mucho mayor, 902 tubos que componen las 4 paredes, que forman el cuerpo de la caldera.

- El coeficiente de fricción a lo largo de la tubería de bajada y de las Paredes de agua se considera constante.
- La presión a lo largo de las paredes de agua se considera constante e igual a la del domo inferior.

Hasta este momento conocemos los datos de entrada necesarios para la simulación del modelo de Caldera-agua, los principales resultados que proporciona, y las simplificaciones hechas en su desarrollo, se hace necesario conocer además como se encuentra constituido.

El modelo Caldera-agua en su forma final esta constituido por 41 ecuaciones diferenciales, además de un gran número de ecuaciones algebraicas, para su formulación se subdividió en 16 módulos, los cuales son listados a continuación.

- | | |
|--|---------------------------|
| - Domo superior | - Bomba circulación norte |
| - Paredes de Agua | - Bomba circulación sur |
| - Flujos y presiones | - Motor bomba norte |
| - Metal de las paredes de agua | - Motor bomba sur |
| - Vientos del domo superior | - Tanque Flash |
| - Transferencia de calor metal-fluido | - Domo inferior |
| - Asignación de valores a variables no modeladas | - Tubería de bajada |
| - Pérdidas de calor a la atmósfera | - Metal del domo superior |

La dinámica del sistema se encuentra determinada por los módulos, Domo superior, Paredes de agua y Flujos y presiones, siendo éste último el que tiene mayor importancia para el desarrollo del modelo de la caldera de circulación natural, ya que, como su nombre lo indica, representa los flujos y las caídas de presión a través del circuito domo superior-tubería de bajada-domo inferior-Paredes de agua-domo superior.

Los módulos Bomba circulación norte, Bomba circulación sur, Motor bomba norte y Motor bomba sur, que representan a las bombas de circulación forzada y sus motores respectivos, en el caso de circulación natural no son utilizados.

En la formulación del módulo de flujos y presiones para circulación natural, fué necesario hacer suposiciones particulares a éste módulo, las cuales son las siguientes:

- Los efectos de la aceleración temporal en la caída de presión son despreciables
- Las diferencias entre los flujos de entrada y salida de las paredes de agua son despreciables.
- Las propiedades del fluido no cambian de manera instantánea.
- Las propiedades del fluido se calculan de manera independiente a la caída de presión.

Para el cálculo de los flujos a través de la caldera se representa el sistema de acuerdo a la figura 3.3, donde se muestra la nomenclatura utilizada para la formulación del modelo, la descripción del sistema es la siguiente:

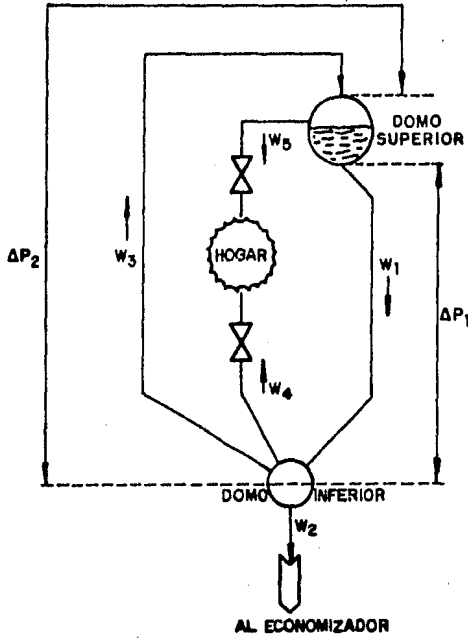


Fig. 3.3 Esquema del módulo Flujos y presiones

El flujo W_1 sale del domo superior a través de la tubería de bajada llenando hasta el domo inferior, de donde salen tres flujos.

- Flujo W_3 que va a las paredes de agua, en operación normal es el único.

- Flujo W_2 que es el de recirculación al economizador, se utiliza sólo en el arranque.
- Flujo W_4 al cual se produce cuando existe ruptura de tubos.

Adicionalmente se tiene un flujo saliendo del domo superior W_5 , el cual es vapor que escapa en el caso de existir ruptura de tubos.

Como puede verse la trayectoria de flujo principal es una trayectoria cerrada que va del domo superior a través de la tubería de bajada hasta el domo inferior de donde regresa al domo superior a través de las paredes de agua.

Los principios que se utilizan para la formulación del sistema son dos.

- (a) La suma de las caídas de presión a lo largo de una trayectoria cerrada es cero

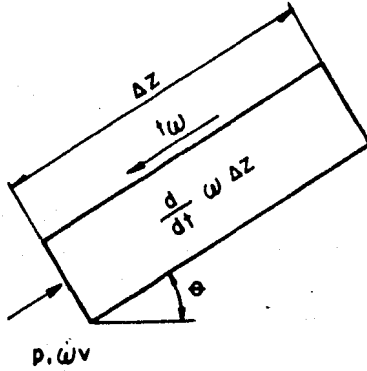
$$\oint dp = 0$$

- (b) En cada nodo donde se junten o separen flujos debe haber conservación de masa.

$$\sum W_e = \sum W_s$$

La ecuación de conservación de momento para un tubo es la siguiente:

rapidez de cantidad de movimiento de salida - rapidez de cantidad de movimiento de entrada + acumulación de cantidad de movimiento = La suma de las fuerzas actuando en el volumen de control



$$P + \frac{d}{dz} P \Delta z$$

$$Wv + \frac{d}{dt} Wv \Delta z$$

Fig. 3.4 Ecuación de conservación de momento.

de la figura 3.4, la ecuación de conservación de momento queda de la siguiente forma:

$$Wv + \frac{d}{dz} (Wv \Delta z) - Wv + \frac{d}{dt} (W \Delta z) =$$

$$PA - [P + \frac{d}{dz} (P \Delta z)]A - \rho g \sin \theta A \Delta z - \tau_w P \Delta z \quad \text{--- (1)}$$

simplificando términos y dividiendo entre $A \Delta z$

$$\frac{1}{A} \frac{d}{dz} (Wv) + \frac{d}{dt} (\rho v) = - \frac{dP}{dz} - \rho g \sin \theta - \frac{\tau_w P}{A} \quad \text{--- (2)}$$

rearreslando términos y despejando $\frac{dP}{dz}$

$$\frac{dP}{dz} = - \frac{\tau_w P f}{A} - \frac{1}{A} \frac{d}{dz} (W v) + \frac{d}{dt} (\rho v) \sin \theta \quad (3)$$

los términos del lado derecho de la ecuación corresponden a los componentes friccional, aceleracional y gravitacional de la caída de presión, donde el término aceleracional está compuesto de dos partes, la primera es llamada la aceleración espacial y la segunda aceleración temporal, la cual de acuerdo a las suposiciones hechas su efecto se considera despreciable, por lo cual la ecuación queda:

$$\frac{dP}{dz} = - \frac{\tau_w P f}{A} - \frac{1}{A} \frac{d}{dz} (W v) - \rho g \sin \theta \quad (4)$$

Esto se puede representar de la manera siguiente:

$$\frac{dP}{dz} = \frac{dP}{dz} \Big|_F + \frac{dP}{dz} \Big|_A + \frac{dP}{dz} \Big|_G \quad (5)$$

El desarrollo de cada uno estos términos se da a continuación.

El término de caída de presión friccional se representa de la manera siguiente:

$$\Delta P_F = \frac{\tau_w P f \Delta z}{A} = \frac{K}{\rho} W^2 \quad (6)$$

Existen dos formas, según sea el tipo de flujo que se este considerando: flujo turbulento o flujo laminar.

El flujo laminar se consideró debido a que a baja carga el modelo presentaba problemas si se consideraba flujo turbulento. El número de Reynolds da la pauta para separar los dos tipos de flujos, para números mayores o iguales a 2300 el flujo se considera turbulento, mientras que para menores a 2300 el flujo es laminar. El número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{\rho D_{eq} v}{\mu} \quad \text{--- (7)}$$

donde

$$D_{eq} = D_h \quad \text{--- (8)}$$

el diámetro hidráulico se define como:

$$D_h = \frac{4 \times \text{Area de la sección recta del flujo}}{\text{Perímetro mojado por el fluido}} \quad \text{--- (9)}$$

para tubo circular la ecuación (9) queda

$$D_h = \frac{4 (\pi D / 4)}{\pi D} = D_t \quad \text{--- (10)}$$

sustituyendo (10) en (7), el número de Reynolds queda

$$Re = \frac{\rho D_t v}{\mu} \quad \text{--- (11)}$$

donde lo único que no conocemos es el valor de la viscosidad el cual para el cálculo del número de Reynolds es necesario conocer.

La viscosidad varia con la temperatura, para obtener su valor fue necesario obtener una correlación, que calculara la viscosidad en función de la temperatura, debido a que las condiciones de operación se supone son las de saturación y como el valor de la presión de operación lo conocemos, la viscosidad se tomo como función de la presión de operación.

Se construyó una curva de viscosidad vs. presión, ver figura 3.5, donde los datos necesarios para construir esta curva se obtuvieron del programa de propiedades termodinámicas que se realizó en el Dpto. de Simulación del IIE.

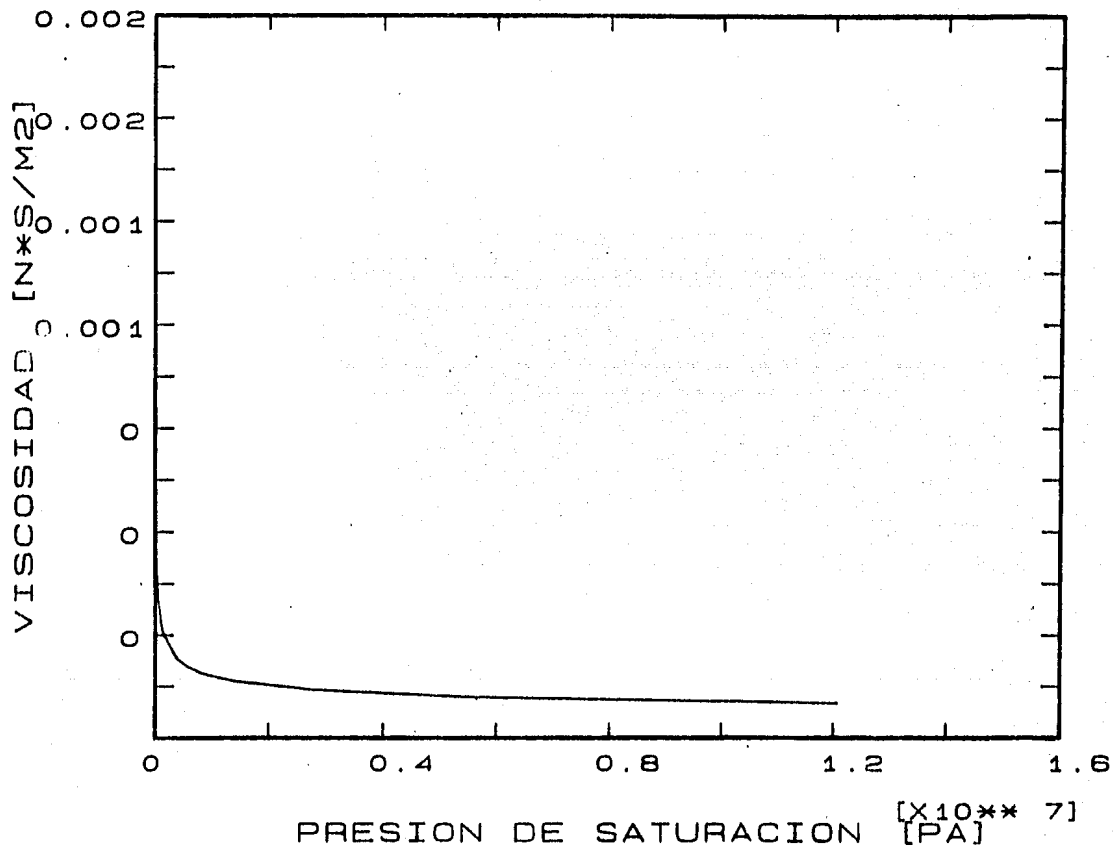


Fig. 3.5 Gráfica Viscosidad vs. Presión de saturación.

Para obtener la ecuación que calcula la viscosidad en función de la presión, se ajustó la curva por mínimos cuadrados, para esto se dividió en tres secciones con lo cual las ecuaciones que calculan la viscosidad en función de la presión quedan de la manera siguiente:

Para presiones menores que 1.196E06 Pa.

$$\mu = 467.65 + 0.247098 P - 0.1718746E-04 P^2 + 0.605879E-09 P^3 - 0.9042148E-14 P^4 + 0.4469798E-19 P^5 \quad \text{--- (12)}$$

Para presiones mayores que 1.196E06 Pa. y menores que 1.37895E06 Pa.

$$\mu = 0.3058834E-03 - 0.42988E-09 P + 0.4126678E-15 P^2 - 0.1376E-21 P^3 \quad \text{--- (13)}$$

Para presiones iguales o mayores que 1.3789E06

$$\mu = 0.15104127E-03 - 0.137872E-10 P + 0.6799208E-18 P^2 \quad \text{--- (14)}$$

Habiendo calculado el número de Reynolds se decide si el flujo es laminar o turbulento.

Para flujo turbulento se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\Delta p}{F} = A f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} + \frac{K \rho v^2}{2} \quad \text{--- (15)}$$

Reagrupando términos se llega a

$$\frac{\Delta p}{F} = \left[A f \frac{L}{D} + K \right] \frac{\rho v^2}{2} \quad \text{--- (16)}$$

ahora bien si

$$W = \rho A v \quad \text{--- (17)}$$

$$v = \frac{W}{\rho A} \quad \text{--- (18)}$$

entonces la ecuación queda

$$\Delta P_F = \frac{K}{\rho} |W| W \quad \text{--- (19)}$$

donde

$$K = \left[4 f \frac{L}{D} + K \right] \frac{1}{2 A} \quad \text{--- (20)}$$

Para el caso de flujo laminar

$$\Delta P_F = \frac{64 \mu}{v D \rho} \frac{L_{eq}}{D} \frac{\rho |v| v}{2} \quad \text{--- (21)}$$

sustituyendo (18) en (21)

$$\Delta P_F = \frac{32 \mu \rho A}{W D \rho} \frac{L_{eq}}{D} \frac{\rho |W| W}{\rho^2 A^3} \quad \text{--- (22)}$$

Haciendo los arreglos necesarios se obtiene la ecuación siguiente:

$$\frac{\Delta P}{F} = \frac{K \mu W L e q}{D^2 \rho A} \quad \text{--- (23)}$$

La ecuación anterior es conocida como la ecuación de Poiseuille, la cual puede escribirse de la forma:

$$\frac{\Delta P}{F} = \frac{K \mu}{\rho} \frac{W}{D^2} \quad \text{--- (24)}$$

si se toma al factor 32 , el diámetro D a la longitud dentro de la constante K . Como puede apreciarse, esta ecuación tiene la misma forma que la ecuación para flujo turbulento a excepción de que la viscosidad es una variable, que es función de la temperatura y cuya ecuación se mostró anteriormente.

Para el término de caída de presión aceleracional, sólo se considera la llamada aceleración espacial, ya que como habíamos mencionado en las hipótesis del módulo, el término llamado aceleración temporal se considera despreciable, con lo cual el término de caída de presión aceleracional queda:

$$\left| \frac{dP}{dz} \right| = \frac{1}{A} \frac{d}{dt} (W v) \quad \text{--- (25)}$$

desarrollando la ecuación en forma discreta, se obtiene

$$\Delta P_A = \frac{1}{A} |W_s V_s - W_e V_e| \quad \text{--- (26)}$$

ahora, suponiendo que hay continuidad, $W_s = W_e$

$$\Delta P_A = \frac{W}{A} |V_s - V_e| \quad \text{--- (27)}$$

dado que

$$V_s = \frac{W_s}{\rho_s A} \quad \text{--- (28)}$$

sustituyendo (28) en (27) y tomando en cuenta que la densidad de entrada a las paredes de agua es la del líquido saturado y que el volumen específico a la salida es

$$V_s = \frac{V}{f} + x_s V_{fg} \quad \text{--- (29)}$$

se obtiene la ecuación final para la caída de presión aceleracional:

$$\Delta P_A = \frac{W^2}{A^2} x_s V_{fg} \quad \text{--- (30)}$$

esta ecuación sólo se utiliza en el caso de las paredes de agua, ya que para la tubería de bajada, la velocidad a la entrada es igual a la

velocidad de salida, debido a que es únicamente líquido el fluido que la atraviesa.

Para la caída de presión gravitacional el término se compone de:

$$\Delta P_G = \rho g L_{PA} \text{ sen } \theta \quad \text{--- (31)}$$

de aquí que las ecuaciones finales que representan la caída de presión en el circuito quedan como sigue:

Para la tubería de bajada *

$$\Delta P_1 = \frac{K_1}{\rho} W_1^2 - \rho g h_{TB} \quad \text{--- (32)}$$

Para las paredes de agua *

$$P = \frac{K}{\rho} W_3^2 + \rho g h_{PA} + \frac{W^2}{A} \times \frac{v}{s} \times \frac{1}{g} \quad \text{--- (33)}$$

Volviendo al principio básico de que la caída de presión a través de todo el circuito de la caldera debe ser cero, se puede expresar:

$$\Delta P_1 - \Delta P_2 = 0 \quad \text{--- (34)}$$

-Las ecuaciones corresponden a flujo turbulento; para flujo laminar se utilizan las correspondientes-

Por otra parte, se tiene que cumplir el principio de continuidad en el domo inferior, por lo tanto:

$$W_1 = W_3 + W_2 + W_4 \quad \text{--- (35)}$$

siendo W_4 el flujo de ruptura que va hacia el hogar de la caldera cuando está activa la falla. Este flujo se calcula de correlaciones propuestas por la literatura como:

$$W_4 = f(P_{\text{sat}}) \quad \text{--- (36)}$$

con las ecuaciones (32), (33), (34), (35) y (36), se tiene un sistema de cinco ecuaciones con cinco incógnitas, si se toma en cuenta que el flujo W lo proporciona el modelo de agua de alimentación.

Para la resolución del sistema, éste debe manipularse por medio de una serie de iteraciones, escogiendo una de las 5 incógnitas como base. En este caso se encontró que la variable más conveniente era el flujo a través de la tubería de bajada.

La secuencia utilizada para la resolución del sistema es la siguiente:

- Se supone el flujo a través de la tubería de bajada.
- Se calcula la caída de presión en la tubería de bajada.

- Se calcula el flujo a través de las paredes de agua.
- Se calcula la caída de presión en las paredes de agua.
- Se calcula la suma de las caídas de presión.

La solución del sistema es del tipo de solución implícito esto es, el sistema tiene la forma de:

$$f(y, x, u, v, t) = 0 \quad \text{--- (37)}$$

donde x, u, v & t son conocidas.

Este tipo de expresiones solamente es posible resolver por métodos iterativos de convergencia. Uno de los métodos más populares es el de Newton-Raphson, el cual en este caso demostró tener una buena convergencia, siendo ésta la razón por la cual se utilizó para la resolución del sistema.

El método consiste de lo siguiente:

La función $f(y, x, u, v, t)$ genera la curva que se muestra en la figura 3.6, al tomar valores diversos de y .

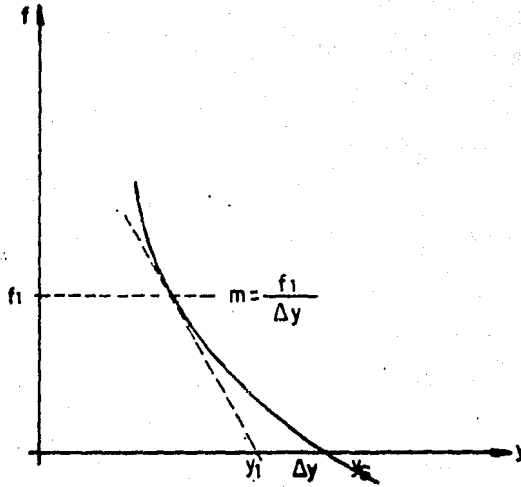


Fig. 3.6 Método Newton-Raphson.

La solución buscada es el punto donde f se hace igual a cero y que corresponda a un valor de y .

El primer paso es suponer un valor de y .

$y = y_1$, con este valor evaluamos el valor de la función en este punto $f = f_1$

Ahora se calcula la pendiente de la función en ese punto

$$m = \frac{df}{dy} \quad (38)$$

de la figura podemos ver que

$$m = - \frac{f_1}{\Delta y} \quad \text{--- (39)}$$

igualando las dos expresiones:

$$\frac{|df|}{|dy|} = - \frac{f_1}{\Delta y} \quad \text{--- (40)}$$

donde

$$\Delta y = y_s - y_1 \quad \text{--- (41)}$$

resolviendo para y_s obtenemos:

$$y_s = y_1 - \frac{f_1}{\frac{|df|}{|dy|}} \quad \text{--- (42)}$$

generalizando

$$y_{n+1} = y_n - \frac{f_n}{\frac{|df|}{|dy|}} \quad \text{--- (43)}$$

Este procedimiento se ejecuta hasta que se cumpla un criterio de convergencia que en este caso es un valor de ξ igual a 1.0 el cual es un número cercano a cero si tomamos en cuenta que estamos trabajando con Pascales. ξ se define como la diferencia entre el valor de la variable y y el valor de la variable y_{n+1} calculada.

3.4 NODALIZACION A PAREDES DE AGUA

Como mencionamos anteriormente la dinámica del sistema se encuentra determinada por tres módulos primordialmente, los cuales son: Domo superior, Paredes de agua y Flujos y Presiones.

El módulo Paredes de agua representa como su nombre lo indica a las paredes de agua, las cuales constituyen la parte generadora de vapor en la caldera, y se encuentran formadas por 902 tubos, agrupados en cuatro secciones: dos paredes laterales constituidas de 208 tubos cada una, la pared posterior que agrupa 244 tubos, y la pared frontal que se encuentra formada por 242 tubos, la longitud de las paredes es de aproximadamente 75 m. con una altura neta de 60 m.

Aunque hay variaciones de un tubo a otro dentro de una misma pared y variaciones de pared a pared, para el desarrollo del modelo del simulador se consideraron todos los tubos como un solo tubo equivalente con las siguientes características:

- (a) Área de flujo igual al área total de flujo de todos los tubos.

- (b) Longitud promedio de todos los tubos que forman las paredes.
- (c) Diámetro hidráulico igual al diámetro de cada tubo.

El tubo equivalente que representa a las paredes de agua se dividió para su formulación en principio en 8 zonas o nodos, de acuerdo al modelo del sistema Caldera parte gases, el cual para modelar la transferencia de calor de los gases a la caldera divide a ésta en 7 zonas, que son las siguientes:

ZONAS	LONGITUD CM
HOGAR	31.05
SOBRECALENTADOR SECUNDARIO	1.47
RECALENTADOR	4.09
SOBRECALENTADOR INTERMEDIO	1.74
SOBRECALENTADOR PRIMARIO (1a SECCION)	2.35
SOBRECALENTADOR PRIMARIO (2a SECCION)	2.35
ECONOMIZADOR	6.32

El último nodo del modelo de paredes de agua corresponde a la sección que sale del cuerpo de la caldera y que llega al domo superior, éste nodo es considerado como adiabático, ya que no recibe calor de los gases de combustión, por encontrarse fuera del cuerpo de la caldera, éste junto con los listados en la tabla nos dan los 8 nodos del modelo de paredes de agua.

Como puede observarse la parte correspondiente a la zona del hogar que constituye un solo nodo es demasiado grande comparada a las demás, por lo cual se consideró pertinente dividir ésta a su vez en 8 nodos, resultando así que las paredes de agua se encuentran constituidas de 15.

En todos los casos considerados para el planteamiento de las ecuaciones fundamentales se usó el enfoque conocido como "celda donadora", el cual consiste en suponer que el fluido que sale de un nodo lo hace a las condiciones prevaletientes en el mismo.

Este enfoque es estrictamente verdadero cuando el tamaño de los nodos utilizados es pequeño.

Varios investigadores, Masada entre ellos, han demostrado que este enfoque garantiza estabilidad del modelo.

Para modelar los fenómenos termohidráulicos de las paredes de agua se necesitó considerar que el fluido en el interior de un nodo de la pared de agua puede ser de 4 naturalezas distintas.

- I) Líquido.
- II) Mezcla líquido-vapor.
- III) Vapor.
- IV) Mezcla de vapor-no condensables.

Estas consideraciones se tomaron debido al hecho de que el modelo representa el funcionamiento de la caldera en un amplio rango de operación, que va desde el llenado de la caldera hasta carga máxima.

Dos posibles tipos de nodos pueden existir: monofásicos, ya sea de fase líquida o fase vapor y bifásicos.

Para cada uno de los nodos se aplican los principios de conservación de masa y energía.

No es trabajo de esta tesis el desarrollo de las ecuaciones que rigen a las paredes de agua, sin embargo, para entender bien el alcance del modelo así como los resultados después presentados, se muestran ecuaciones finales de esta parte del modelo.

Para los nodos monofásicos

$$\frac{dJ}{dz} = J_e \left[\frac{\rho_e}{\rho_s} - 1 \right] \frac{1}{L} - \frac{1}{\rho_s} \left[\frac{\partial \rho}{\partial h} \right] \frac{dh}{dt} \quad (44)$$

esta ecuación se integra a lo largo de la longitud, obteniendo

$$J_s = J_e + \frac{dJ}{dz} \Delta z \quad (45)$$

La ecuación para la entalpía es,

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{\rho_s} \left[\frac{\rho_e J_e (h_e - h)}{L} + \alpha' \frac{Pc}{A} + \frac{dP}{dt} \right] \quad (46)$$

Para nodos bifásicos, de manera similar;

$$\frac{dJ}{dz} = 0 \left[\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g \rho_l} \right] - \frac{dP}{dt} \left[\frac{\alpha}{\rho_g} \frac{d\rho_g}{dP} + \frac{(1-\alpha)}{\rho_l} \frac{d\rho_l}{dP} \right] \quad (47)$$

donde

$$\alpha' = \frac{Pc}{A} + \frac{dP}{dt} \left[1 - \rho_l (1-\alpha) \frac{dh_l}{dP} - \alpha \rho_g \frac{dh_g}{dP} \right] \quad (48)$$

$$0 = \frac{h_g - h_l}{h_g - h_l}$$

siendo en este caso la fracción de vacío la variable de estado

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{J_{ge} - J_{gs}}{L} + \frac{\theta v}{\rho_g} - \frac{\alpha}{\rho_g} \frac{d\rho_g}{dP} \frac{dP}{dt} \quad \text{--- (49)}$$

se utiliza la ecuación de "drift flux" para describir la mezcla bifásica con C_0 y V_{gi} constantes.

$$\frac{J_g}{\alpha} = C_0 J + V_{gi} \quad \text{--- (50)}$$

Ahora bien, la nodalización de las paredes de agua consiste en modificar el modelo de tal manera que el número de nodos varíe según sea requerido. Como mencionamos anteriormente las paredes de agua se conforman de 15 nodos, siendo el último el llamado nodo adiabático, el no juega ningún papel en la nodalización, se toman sólo en cuenta los 14 nodos restantes. Estos se reducen en tamaño 2,3,4 hasta 10 veces, obteniéndose así un número de nodos que va desde 15 hasta 141.

Realizando pruebas, se observa que el aumento del número de nodos disminuye el porcentaje de error, característica mencionada en párrafos anteriores al considerar el enfoque de "celda donadora", además otro resultado que arrojarán estas pruebas es que el paso de integración depende del número de nodos en que se dividan las paredes de agua, siendo menor éste en cuanto crece el número de nodos.

Al principio de la simulación se da el número de nodos al cual se quiere simular el modelo de la caldera parte agua.

3.5 ACOPLAMIENTO DEL MODELO DE CIRCULACION NATURAL AL DE FORZADA

El modelo Caldera-agua para el tipo de circulación forzada como mencionamos al principio del capítulo se encuentra dividido en 16 módulos los cuales se componen de 41 ecuaciones diferenciales y un gran número de ecuaciones algebraicas; para fines prácticos se dividió cada módulo en dos partes: una conteniendo ecuaciones algebraicas y la otra ecuaciones diferenciales, si es que el módulo presenta éste tipo de ecuaciones. El modelo ya codificado por lo tanto se encuentra dividido en dos tipos de subrutinas de acuerdo al tipo de ecuaciones: subrutinas de ecuaciones algebraicas y subrutinas de ecuaciones diferenciales.

El modelo Caldera-agua para el tipo de circulación natural desarrollado se adiciona al de circulación forzada en la parte correspondiente a las subrutinas de ecuaciones algebraicas del módulo de flujos y presiones, quedando éste constituido de acuerdo a la figura 3.7

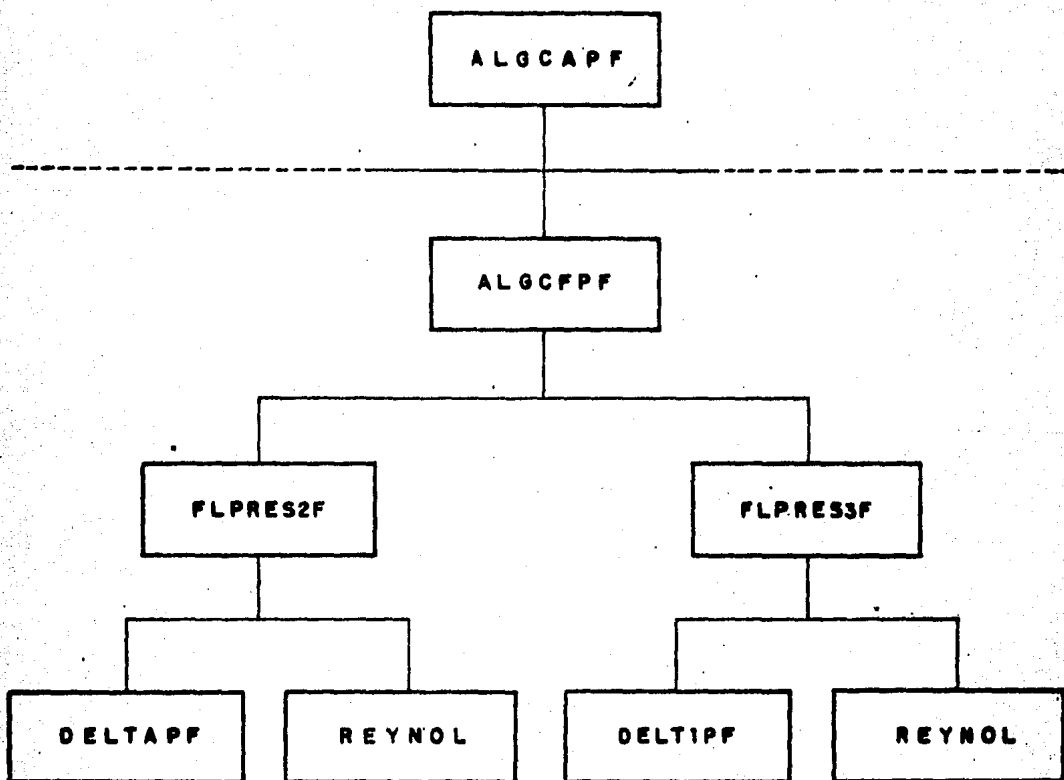


Fig. 3.7 Subrutinas del módulo Flujos y presiones.

Donde la subrutina ALGCAPP es la subrutina principal que llama a todas las subrutinas que contienen ecuaciones algebraicas y las cuales conforman el modelo.

La subrutina ALGCFFP es la subrutina que identifica cual de los posibles casos de operación se esta manejando, llamando a la subrutina adecuada para realizar el cálculo correspondiente.

caso 1 - CIRCULACION FORZADA

caso 2 - CIRCULACION NATURAL

Al principio de la simulación se da el dato de cual es el tipo de circulación que se desea simular.

Las subrutinas FLPRES2F y FLPRES3F son semejantes, en estas se calculan los flujos y presiones en diversos puntos de la caldera de acuerdo al tipo de circulación que se este considerando, la primera corresponde al caso de circulación forzada, mientras que la segunda al caso en el que se simula circulación natural, estas subrutinas contienen el método iterativo del que se habló anteriormente.

En las subrutinas DELTAPF y DELT1PF se calculan las caídas de presión de acuerdo a las ecuaciones descritas en la sección anterior, son llamadas hasta que se llega al criterio de convergencia, la primera corresponde al cálculo de las caídas de presión cuando hay circulación forzada y la segunda cuando existe el caso de circulación natural.

La subrutina REYNOL se encarga de calcular la viscosidad, obteniendo el valor de ésta se procede a calcular el número de Reynolds, con el fin de determinar que régimen de flujo se maneja, laminar o turbulento.

Las subrutinas que simulan la ruptura de tubos sólo son llamadas en caso de que se desee simular esta falla.

Para el caso de circulación forzada se necesitan cuatro módulos más para poder simular la caldera en la parte aguas, los cuales representan el funcionamiento de las bombas y de sus motores respectivos como se muestra en la figura 3.8.

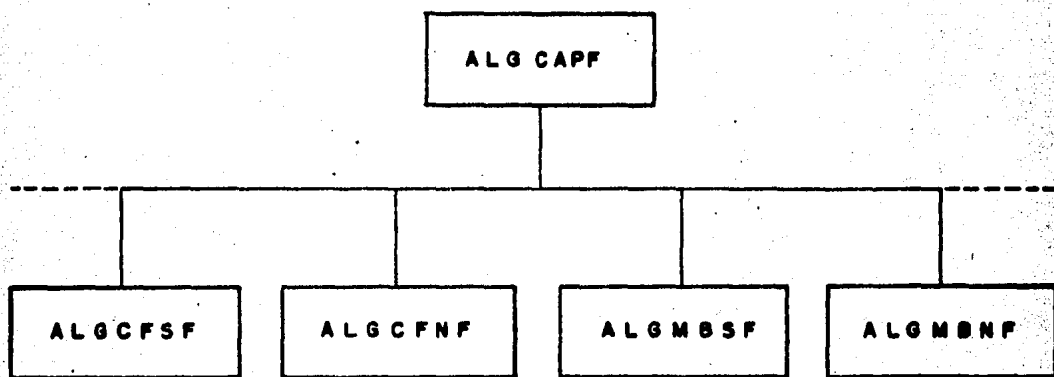


Fig. 3.8 Subrutinas que representan el funcionamiento de las bombas de circulación y de sus respectivos motores.

Donde las subrutinas ALGCFSF y ALGCFNF calculan el p_{02} y la entalpía de las bombas de circulación, la primera corresponde a la bomba de circulación sur y la segunda a la bomba de circulación norte.

Las subrutinas ALGMBSF y ALGMBNF calculan el torque y la corriente de los motores de las bombas de circulación forzada correspondientes, la primera al motor de la bomba de circulación sur y

la segunda al motor de la bomba de circulación norte.

Para el caso de circulación natural, estas últimas cuatro subrutinas mencionadas no son llamadas por la subrutina principal ALGCAPF.

El modelo obtenido después del acoplamiento es un modelo general capaz de simular una caldera tipo domo de circulación forzada o de circulación natural según sea requerido por el operador.

3.6 ACOPLAMIENTO DE LA CALDERA COMPLETA

El funcionamiento de la caldera se encuentra representado como mencionamos anteriormente por medio de cinco modelos, los cuales son: Caldera-agua el cual presenta circulación forzada o natural, Caldera-sases, Caldera-aire, Vapor I y Vapor II.

Para acoplar estos modelos y representar fielmente el funcionamiento de la caldera es necesario adicionar a éstos, los modelos del Economizador, Turbina de alta presión, Turbina de presión intermedia y baja, que se relacionan con éstos como se muestra en la figura 3.9.

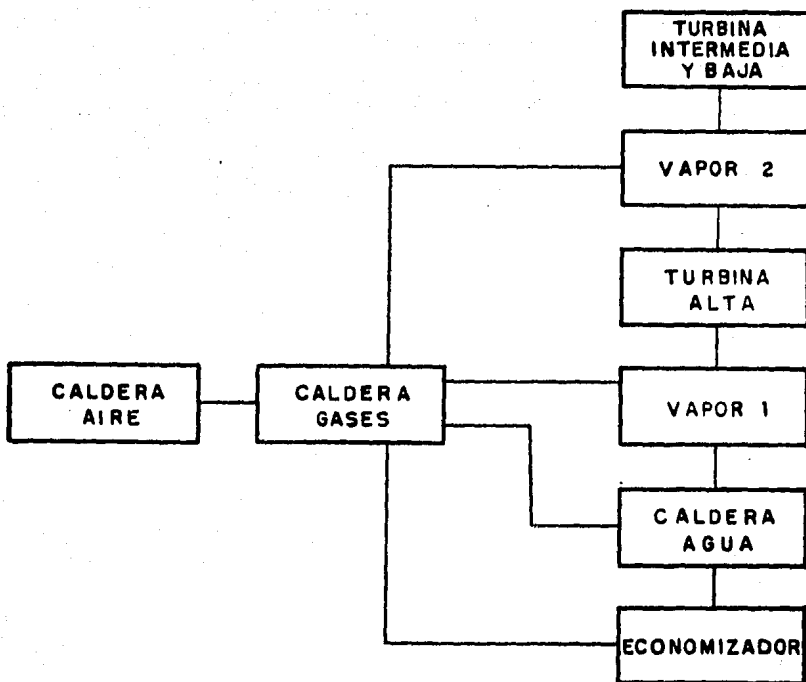


Fig. 3.9 Acoplamiento de los modelos que representan el funcionamiento de la caldera.

Como puede observarse la colocación de los modelos adicionales es la siguiente: entre los modelos de Vapor I y Vapor II, que representan al vapor sobrecalentado y recalentado respectivamente, se encuentra el modelo de la Turbina de alta presión, en seguida del modelo de Vapor II se encuentra el modelo que corresponde a las Turbinas de presión intermedia y baja, las cuales se representan en uno solo, además antes del modelo Caldera-agua se encuentra localizado el modelo que representa al Economizador.

Los modelos que corresponden a los pasos del vapor por las turbinas, que se desarrollaron para el simulador se desecharon debido a que nuestro interés se centra únicamente en el funcionamiento del generador de vapor, por lo tanto los modelos que corresponden a las Turbinas de alta, intermedia y baja presión son representados sólo por ecuaciones algebraicas y correlaciones, las cuales calculan sólo las variables que interrelacionan a éstos con los modelos de Vapor I y Vapor II, dichas variables se encuentran definidas en la figura 3.10.



Fig. 3.10 Acoplamiento de los modelos Vapor I y Vapor II con los modelos que representan a las turbinas de alta, intermedia y baja presión.

La formulación de las ecuaciones que calculan las variables que conectan los modelos Vapor I, Turbina de alta, Vapor II y Turbina de intermedia y baja presión, se llevo a cabo de acuerdo a la figura 3.11

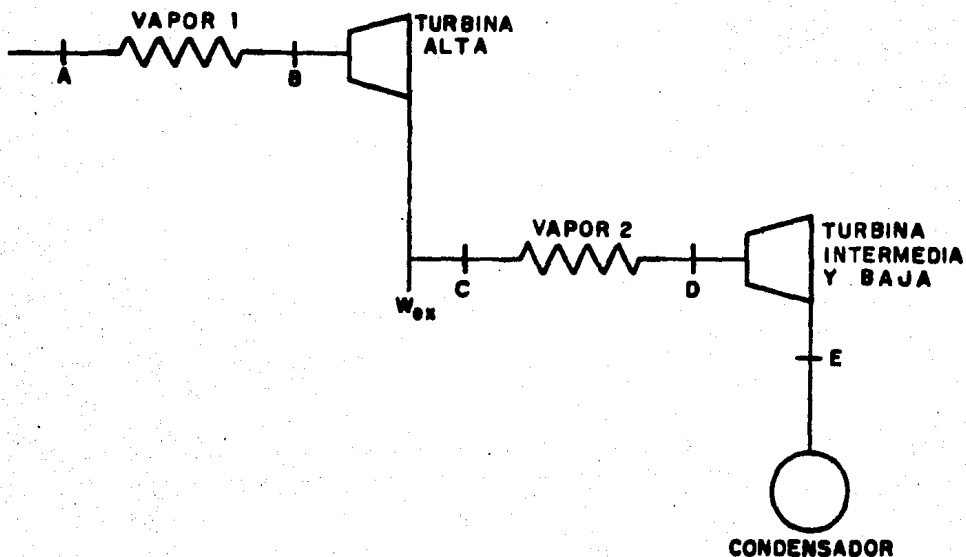


Fig. 3.11 Esquema del acoplamiento de los modelos de Vapor I y II y las Turbinas de alta intermedia y baja.

Donde las ecuaciones formuladas son:

$$W_{BC} = A C_1 (A) \sqrt{\rho_B (P_B - P_C)} \quad \text{--- (51)}$$

$$h'_C = h (P_C, S_B) \quad \text{--- (52)}$$

$$h_C = h_B - \eta (h_B - h'_C) \quad \text{--- (53)}$$

$$W_{ex} = \gamma (W_{BC}) \quad \text{--- (54)}$$

$$W_{DE} = C_2 \sqrt{(P_D - P_E) \rho_D} \quad \text{--- (55)}$$

De datos de operación de la central se resuelven las ecuaciones para encontrar el valor de las constantes por medio del método de mínimos cuadrados.

Para el caso del modelo del Economizador, se utilizó el desarrollado para el simulador, el cual se encuentra contenido en el modelo de Agua de alimentación. El funcionamiento del Economizador se divide en dos secciones de acuerdo a la figura 3.12, se encuentra constituido por cuatro ecuaciones diferenciales, las cuales calculan la entalpía del agua de alimentación y la temperatura del metal de cada una de las secciones

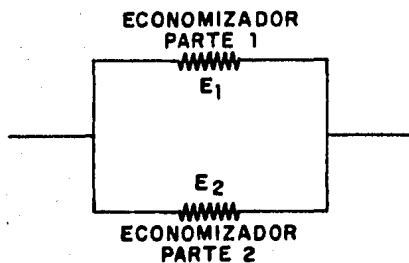


Fig. 3.12 Esquema del modelo del Economizador.

las ecuaciones resultantes son las siguientes.

$$\frac{dh_{E1}}{dt} = \frac{\sum W_e h_e - \sum W_s h_s + Q_{E1}}{M_{AA}} \quad (56)$$

$$\frac{dh_{E2}}{dt} = \frac{\sum W_e h_e - \sum W_s h_s + Q_{E2}}{M_{AA}} \quad (57)$$

$$\frac{dT_{ME1}}{dt} = \frac{(Q_{CG1} - Q_{E1})}{M_{E1} C_P} \quad \text{--- (58)}$$

$$\frac{dT_{ME2}}{dt} = \frac{(Q_{CG2} - Q_{E2})}{M_{E2} C_P} \quad \text{--- (59)}$$

donde h se calcula por medio de datos de operación en función del flujo de agua de alimentación, dando como resultado:

$$h_e = 0.5953328E06 + 0.291955E04 W_{AA} - 0.4084164E01 W_{AA} \quad \text{--- (60)}$$

Q_{CG1} y Q_{CG2} son proporcionados por el modelo Caldera-Suses

$$Q_{E1} = U_{E1} A_{E1} (T_{ME1} - T_{AA1}) \quad \text{--- (61)}$$

$$Q_{E2} = U_{E2} A_{E2} (T_{ME2} - T_{AA2}) \quad \text{--- (62)}$$

donde

$$T_{AA1} = \frac{(T_{e1} + T_{s1})}{2} \quad \text{--- (63)}$$

$$T_{AA2} = \frac{(T_{e2} + T_{s2})}{2} \quad \text{--- (64)}$$

$$U_{E1} = f(W_{AA1}, T_{AA1}) \quad \text{--- (65)}$$

$$U_{E2} = f(W_{AA2}, T_{AA2}) \quad \text{--- (66)}$$

T_e y T_s se calculan por medio del paquete de propiedades termodinámicas desarrollado en el I.I.E.

Una vez que se tiene el modelo del Economizador y las ecuaciones que representan las Turbinas de alta, intermedia y baja presión se acoplan a los modelos de Caldera-agua, Caldera-gases, Caldera-aire, Vapor I y Vapor II como se vió en la figura 3.9. Es así como se obtiene un solo modelo, el cual es capaz de simular el funcionamiento de un generador de vapor tipo domo que presenta circulación forzada o circulación natural según sea requerido.

Con el fin de obtener un modelo capaz de representar fielmente el comportamiento del generador de vapor se implementaron al modelo dos controles para obtener un modelo de análisis dinámico de lazo cerrado, dichos controles son los siguientes: control de flujo de agua de alimentación y control de flujo de combustible.

El control utilizado en ambos casos es del tipo proporcional que se representa:

$$SC = G (SP - VC) \quad \text{--- (67)}$$

donde

SC es la señal de control que se genera

G es la ganancia, esta es una constante cuyo valor se toma realizando pruebas.

SP es el punto de ajuste, en general es el valor óptimo al que debe encontrarse la variable con la que se controla.

VC es la variable con la cual se controla.

Para el caso del control de flujo de agua de alimentación la variable con la cual se controla es el nivel del domo, mientras que para el caso del control de flujo de combustible la variable de control es la presión a la salida del sobrecalentador.

Acoplados estos controles al modelo del generador de vapor completo se tiene un modelo de análisis dinámico capaz de simular las condiciones de operación en un amplio rango que va desde llenado de la caldera hasta máxima carga.

3.7 SOLUCION NUMERICA

En la realidad pocas ecuaciones diferenciales pueden ser resueltas analíticamente, por lo cual se recurre a aproximar las soluciones numéricamente. Existen dos modos básicos de aproximar una solución; uno es representar la solución aproximada por la suma de un número finito de funciones independientes, y el segundo que es el utilizado para resolver el sistema de ecuaciones resultante, es el de métodos de diferencia (también llamados métodos de variable discreta y métodos de paso por paso); en el cual, una sucesión de puntos discretos t_0, t_1, t_2, \dots es generada, posiblemente con intervalos variables, $h_n = t_{n+1} - t_n$. En cada punto t_n , la solución $y(t_n)$ es aproximada por un número y_n el cual es calculado de valores que se obtienen con anterioridad. Un método de diferencia el cual proporciona una regla para calcular y_{n+1} usando k valores anteriores $y_n, y_{n-1}, \dots, y_{n-k+1}$ es llamado método de k pasos.

Si $k=1$ se llama método de un paso y si $k>1$ se llama método de multipaso.

Un ejemplo de método de un paso es el método de Euler, en donde el valor de y es calculado por extrapolación lineal a partir del valor anterior y_n . Considere la ecuación.

$$y' = f(t, y) \quad \text{--- (68)}$$

donde $y(t_0) = y_0$

La pendiente de la solución $y(t)$ puede ser calculado en la condición inicial $y_0' = f(t_0, y_0)$, entonces una aproximación y_1 a $y(t_1)$ puede ser calculada usando los primeros términos de la serie de Taylor

$$y(t_1) \quad y_1 = y_0 + h_0 f(t_0, y_0) \quad \text{--- (69)}$$

después se hace $t_2 = t_1 + h_1$ para calcular

$$y(t_2) \quad y_2 = y_1 + h_1 f(t_1, y_1) \quad \text{--- (70)}$$

Y así sucesivamente, la fórmula general es

$$y_{n+1} = y_n + h_n f(t_n, y_n) \quad \text{--- (71)}$$

El paquete de métodos numéricos para la solución de sistemas de ecuaciones diferenciales con valores iniciales utilizado se encuentra en la computadora VAX/VMS 11/780 de la Unidad de Cómputo del Instituto de Investigaciones Eléctricas.

CAPITULO 4

PRUEBAS Y VALIDACION DE RESULTADOS

4.0 PRUEBAS Y VALIDACION DE RESULTADOS

4.1 INTRODUCCION

El estudio hasta aquí presentado, tiene como objeto contar con un modelo confiable de una caldera que pueda trabajar indistintamente con circulación controlada o con circulación natural, según las necesidades del usuario. Este modelo tiene la ventaja de poder ser adaptado a cualquier caldera del tipo de domo cambiándole al modelo los parámetros necesarios. El principal uso del modelo es analizar el comportamiento de un generador, tanto de sus características dinámicas sujeto a condiciones normales o anormales de operación, así como del impacto que causa un cambio en los parámetros de dicho generador (dimensiones físicas del equipo, coeficientes de transferencia de calor, condiciones de operación, etc.). Con esto, se tiene un modelo que es capaz de analizar el comportamiento del generador de vapor cuando se cambia la forma de operación, cuando hay una situación anormal, y cuando se cambian los datos de diseño del equipo.

Para probar y validar el modelo se diseñaron algunas corridas que se explican más adelante. Dichas corridas se hicieron en el Sistema Digital VAX/VMS 780 del Instituto de Investigaciones Eléctricas en Palmira, Cuernavaca, Morelos.

Dado que los sistemas que integran la caldera se unieron para conformar uno solo, se tuvo que ajustar el método y el paso de integración. El ajuste se hizo usando el método de integración de Shampine, que consiste en una integración de las llamadas multipaso, esto es, el método cambia de paso de integración para minimizar el error de los resultados. Este método dió los resultados que se consideraron 'exactos' y que sirvieron como base de comparación para otros métodos y pasos. Las pruebas hechas para este ajuste no se reportan en esta tesis.

El resultado del ajuste fue la selección del método normal de Euler con un paso de integración de 0.125 segundos. La selección se hizo tomando en cuenta tanto la exactitud de los resultados como la rapidez de ejecución del programa.

El programa global se corre usando un paquete de integración denominado GUIA, desarrollado en el IIE, el cual tiene la opción de escoger entre 3 métodos de integración y un método de solución explícita, y cualquier tiempo y paso de integración. En el modelo total implementado en el simulador, se tiene un control de tiempo que permite a los modelos correr en Tiempo Real. En las corridas hechas en el Sistema VAX/VMS 780 del IIE, no se tiene ese control, es decir, no se corre en Tiempo Real.

La validación de los resultados para el caso de la caldera con circulación forzada se hizo, como se explicó anteriormente, comparándolos con los datos de la caldera real (inclusive en caso de fallas). Para el caso de circulación natural, se tomó en cuenta sólo

que el comportamiento global de modelo fuera el esperado.

4.2 RESULTADOS

Las corridas hechas para la prueba del modelo se ennumeran a continuación:

1. Corrida del modelo de circulación forzada a 100% de carga.
2. Corrida del modelo de circulación natural a 100% de carga.
3. Corrida del modelo de circulación forzada a 75% de carga.
4. Corrida del modelo de circulación natural a 75% de carga.
5. Corrida del modelo de circulación forzada a 50% de carga.
6. Corrida del modelo de circulación natural a 50% de carga.
7. Corrida del modelo de circulación forzada a 25% de carga.
8. Corrida del modelo de circulación natural a 25% de carga.
9. Corrida del modelo de circulación forzada sin carga (en frío)
10. Corrida del modelo de circulación natural sin carga (en frío)
11. Corrida del modelo de circulación forzada durante una ruptura a 100% de severidad estando la unidad a 100% de carga.

12. Corrida del modelo de circulación natural durante una ruptura a 100% de severidad estando la unidad a 100% de carga.
13. Corrida del modelo de circulación forzada durante una ruptura a 5% de severidad estando la unidad a 100% de carga.
14. Corrida del modelo de circulación natural durante una ruptura a 5% de severidad estando la unidad a 100% de carga.

Las variables seleccionadas para el estudio variaron según el caso analizado:

*** ESTADO ESTABLE**

VARIABLES PARA VALIDACION. En esta categoría están las variables cuyo valor se puede obtener en la planta directamente (para el caso de circulación forzada), y por lo tanto se puede calcular su error; para el caso de circulación natural estas variables serán comparadas con las del caso de circulación forzada. Tales variables son:

- Presión del domo
- Nivel del domo

- Temperatura promedio en el metal de la tubería de bajada
- Temperaturas del metal del domo
- Flujo de agua de alimentación

~ VARIABLES PARA MONITOREO. Estas son aquellas cuyo valor no se obtiene por ningún instrumento de la planta, pero que se consideran importantes para analizar el comportamiento global del modelo. Tales variables son:

- Flujo de recirculación a través de la tubería de bajada

* TRANSITORIO

~ VARIABLES PARA MONITOREO. Aquí se tienen las variables que se analizan en el caso del transitorio escogido. Las variables son:

- Presión en el domo
- Nivel en el domo
- Flujo a través del orificio de ruptura hacia el hogar.

- Flujo de recirculación a través de la tubería de bajada
- Flujo de vapor al sobrecalentador.
- Flujo de agua de alimentación.

El hecho de tener los 5 estados estables, es para asegurar que el modelo se comporta bien a cualquier nivel de carga de la unidad. El transitorio se escogió ya que una ruptura de tubos se considera como una falla severa que tiene repercusiones grandes en toda la planta y que permiten evaluar la capacidad de respuesta del modelo ante situaciones graves. Cabe mencionar que el modelo está probado en transitorios del tipo de variación en escalón o rampa de variables tales como agua de alimentación, flujo de combustible, flujo hacia la turbina, etc.

A continuación se dan los resultados de la corridas con los comentarios pertinentes.

4.2.1 SIMULACION A 100% DE CARGA, CORRIDAS 1 Y 2 -

VARIABLE PARA VALIDACION	UNIDADES	VALOR DEL MODELO CIRCULACION FORZADA	VALOR DE LA PLANTA	ERROR %	VALOR DEL MODELO CIRCULACION NATURAL
PRESION DEL DOMO	MPa	18.36	18.30	0.33	18.36
NIVEL DEL DOMO	M	0.53	0.53	0.00	0.53
TEMPERATURA DE TUBERIA DE BAJADA	K	631.7	628	0.27	631.7
TEMPERATURA DE DOMO	K	631.7	631	0.11	631.6
FLUJO DE AGUA DE ALIMENTACION	Kg/s	260.50	255	2.16	260.53
VARIABLE PARA MONITOREO	UNIDADES	VALOR MODELO CIRCULACION FORZADA	VALOR MODELO CIRCULACION NATURAL		
FLUJO DE RECIRCULACION EN TUBERIA DE BAJADA	Kg/s	1034.25	610.67		

TABLA 4.1 VARIABLES PARA VALIDACION Y MONITOREO A 100% DE CARGA CON CIRCULACION FORZADA Y NATURAL

4.2.2 SIMULACION A 75% DE CARGA, CORRIDAS 3 Y 4 -

VARIABLE PARA VALIDACION	UNIDADES	VALOR DEL MODELO CIRCULACION FORZADA	VALOR DE LA PLANTA	ERROR %	VALOR DEL MODELO CIRCULACION NATURAL
PRESTION DEL DOMO	MPa	18.00	17.58	2.39	18.00
NIVEL DEL DOMO	M	0.53	0.53	0.00	0.53
TEMPERATURA DE TUBERIA DE BAJADA	K	630.0	628.0	0.32	630.0
TEMPERATURA DE DOMO	K	630.1	630.0	0.02	630.0
FLUJO DE AGUA DE ALIMENTACION	Kg/s	189.20	191.2	1.05	189.15

VARIABLE PARA MONITOREO	UNIDADES	VALOR MODELO CIRCULACION FORZADA	VALOR MODELO CIRCULACION NATURAL
FLUJO DE RECIRCULACION EN TUBERIA DE BAJADA	Kg/s	1051.44	628.15

TABLA 4.2 VARIABLES PARA VALIDACION Y MONITOREO A 75% DE CARGA CON CIRCULACION FORZADA Y NATURAL

4.2.3 SIMULACION A 50% DE CARGA, CORRIDAS 5 Y 6 -

VARIABLE PARA VALIDACION	UNIDADES	VALOR DEL MODELO CIRCULACION FORZADA	VALOR DE LA PLANTA	ERROR %	VALOR DEL MODELO CIRCULACION NATURAL
PRESION DEL DOMO	MPa	17.66	17.05	3.58	17.66
NIVEL DEL DOMO	M	0.53	0.53	0.00	0.53
TEMPERATURA DE TUBERIA DE BAJADA	K	628.0	626	0.32	628.1
TEMPERATURA DE DOMO	K	628.5	628	0.08	628.4
FLUJO DE AGUA DE ALIMENTACION	Kg/s	130.18	127.6	2.00	130.14
VARIABLE PARA MONITOREO	UNIDADES	VALOR MODELO CIRCULACION FORZADA	VALOR MODELO CIRCULACION NATURAL		
FLUJO DE RECIRCULACION EN TUBERIA DE BAJADA	Kg/s	1063.11	594.56		

TABLA 4.3 VARIABLES PARA VALIDACION Y MONITOREO A 50% DE CARGA CON CIRCULACION FORZADA Y NATURAL

4.2.4 SIMULACION A 25% DE CARGA, CORRIDAS 7 Y 8 -

VARIABLE PARA VALIDACION	UNIDADES	VALOR DEL MODELO CIRCULACION FORZADA	VALOR DE LA PLANTA	ERROR %	VALOR DEL MODELO CIRCULACION NATURAL
PRESION DEL DOMO	KPa	16.87	16.72	0.89	16.87
NIVEL DEL DOMO	M	0.53	0.53	0.00	0.53
TEMPERATURA DE TUBERIA DE BAJADA	K	624.8	625	0.03	624.8
TEMPERATURA DE DOMO	K	624.7	626	0.21	624.8
FLUJO DE AGUA DE ALIMENTACION	Kg/s	74.11	68	8.97	74.09

VARIABLE PARA MONITOREO	UNIDADES	VALOR MODELO CIRCULACION FORZADA	VALOR MODELO CIRCULACION NATURAL
FLUJO DE RECIRCULACION EN TUBERIA DE BAJADA	Kg/s	1085.83	524.23

TABLA 4.4 VARIABLES PARA VALIDACION Y MONITOREO A 25% DE CARGA CON CIRCULACION FORZADA Y NATURAL

4.2.5 SIMULACION SIN CARGA (FRIO), CORRIDAS 9 Y 10 -

VARIABLE PARA VALIDACION	UNIDADES	VALOR DEL MODELO CIRCULACION FORZADA	VALOR DE LA PLANTA	ERROR %	VALOR DEL MODELO CIRCULACION NATURAL
PRESION DEL DOMO	MPa	0.08	0.08	0.00	0.08
NIVEL DEL DOMO	M	0.53	0.53	0.00	0.53
TEMPERATURA DE TUBERIA DE BAJADA	K	298.16	298	0.00	298.16
TEMPERATURA DE DOMO	K	298.16	298	0.00	298.16
FLUJO DE AGUA DE ALIMENTACION	Kg/s	0.0	0.0	0.00	0.0
VARIABLE PARA MONITOREO	UNIDADES	VALOR MODELO CIRCULACION FORZADA		VALOR MODELO CIRCULACION NATURAL	
FLUJO DE RECIRCULACION EN TUBERIA DE BAJADA	Kg/s	1784.19		0.00	

TABLA 4.5 VARIABLES PARA VALIDACION Y MONITOREO SIN CARGA (FRIO) CON CIRCULACION FORZADA Y NATURAL.

En las tablas anteriores puede observarse que las variables para validación, para los valores de circulación forzada comparados con los de la planta, tienen en general un error pequeño (siempre menor al 5%, a excepción de un valor que es del 8,97%).

También es interesante apuntar que los valores de los modelos de circulación forzada y natural, no varían mucho entre sí, sino que prácticamente tienen el mismo valor. Esto se debe a que la presión del domo, nivel del domo y flujo de agua de alimentación, tienen un control que los ajusta al valor deseado, y dicho control es el mismo en ambos modelos. En lo que respecta a los valores de las temperaturas, dependen directamente del valor de la presión del domo, dado que se considera el sistema saturado; por lo tanto, no es de extrañarse que los modelos coincidan en el mismo valor.

Los valores marcados con un asterisco en la tabla 5, se consideraron con un error de cero, debido a que el valor de 298.16 dado por los modelos, es el convencional para una temperatura de 25 C, expresados en K, mientras que en la planta se encuentra el valor redondeado en 298. Esto puede corroborarse de una manera sencilla, sin embargo, se cree que no vale la pena y se reporta tal cual.

Por otra parte, la variable para monitoreo, el flujo de recirculación en la tubería de bajada, tiene una variación con la carga en ambos modelos. Para circulación forzada, el flujo disminuye mientras la carga aumenta, esto se debe a las características de las

bombas. Para circulación natural, el flujo aumenta mientras sube la carga, esto se debe a que si aumenta la carga, aumenta la fracción de vacío en las paredes de agua, con lo que la densidad local disminuye en mayor proporción que la disminución de densidad en la tubería de bajada; todo esto provoca una mayor diferencia de presiones entre la tubería de bajada y las paredes de agua, produciéndose así un incremento del flujo para mantener estable el sistema.

El flujo de recirculación del modelo de circulación forzada, siempre es mayor que el flujo del modelo de circulación natural, como era de esperarse.

Estos resultados son los esperados y se consideran aceptables.

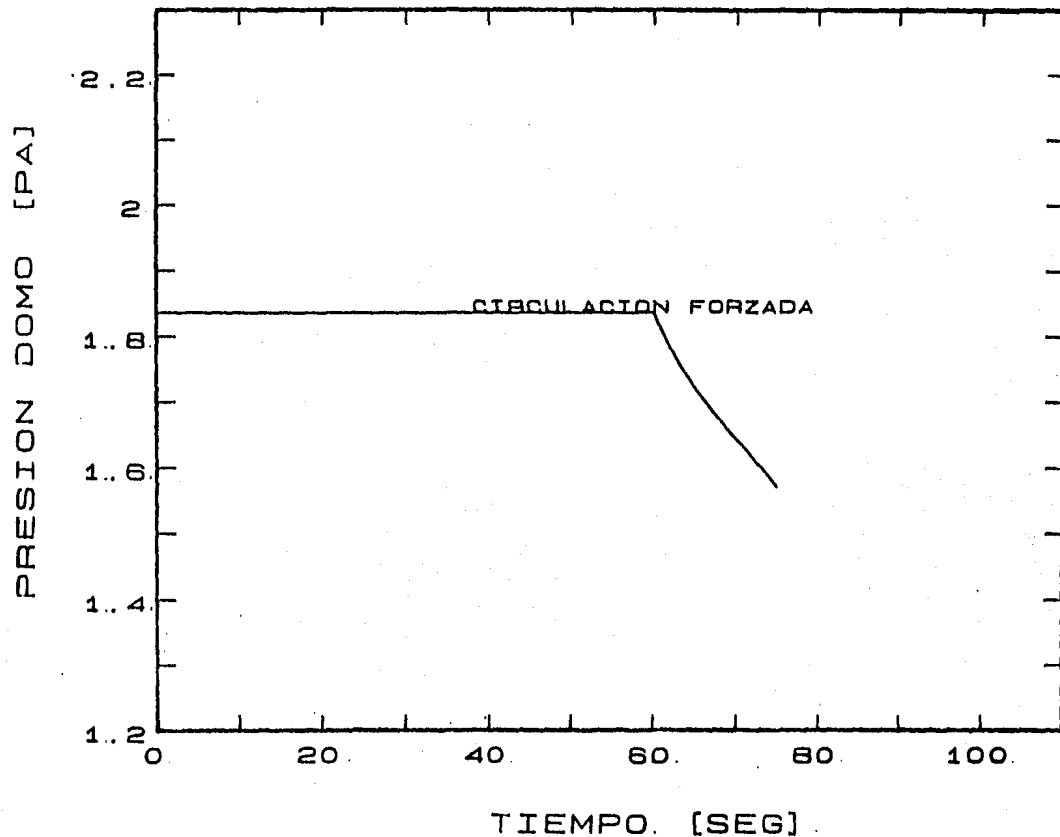
4.2.6 CORRIDA DE CIRCULACION FORZADA EN RUPTURA DE TUBOS 100% DE SEVERIDAD -

Esta corrida muestra la respuesta del modelo a un caso de ruptura de tubos en las paredes de agua. Cuando se dice que la ruptura es al 100% de severidad, se debe interpretar que se rompieron un total de 9 tubos del hogar. Este dato fué tomado en base a un reporte de Comisión Federal de Electricidad en el que se menciona una falla de tal magnitud que dió como resultado el disparo de toda la unidad después de la gran explosión provocada por la falla.

Para este caso se tienen un total de 5 variables graficadas contra el tiempo. La prueba consistió en correr el modelo a 100% de carga estable durante los primeros 60 segundos; en ese tiempo se activó la falla a 100% de severidad de manera instantánea. La simulación continuó hasta aproximadamente los 75 segundos, tiempo en el cual se detiene automáticamente debido a que el domo se queda sin fase líquida y el nivel del agua llega hasta la succión de la tubería de bajada. El modelo no contempla ese caso y se programa el paro para evitar un aborto del programa.

A continuación se muestra en las figuras 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 y 4.6, las gráficas resultantes de esta corrida.

[X10** 7]



132

Fig. 4.1 Gráfica Presión domo vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 100% de severidad con circulación forzada.

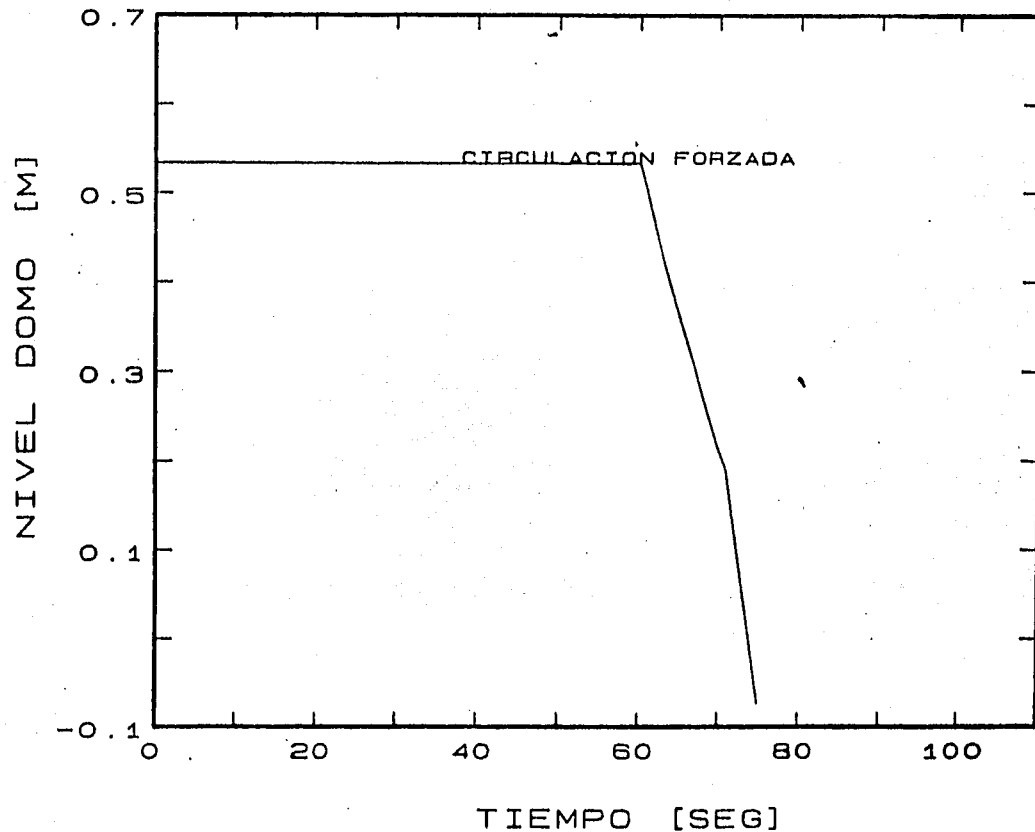


Fig. 4.2 Gráfica Nivel domo vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 100% de severidad con circulación forzada.

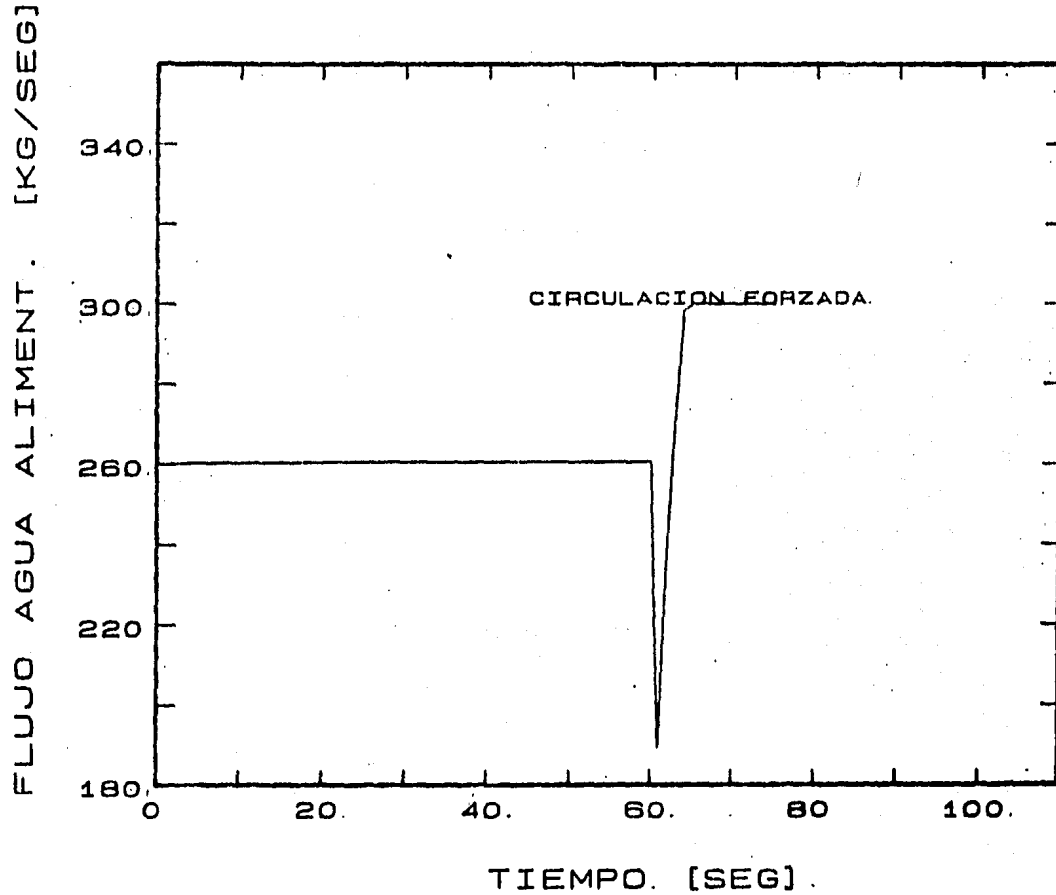


Fig. 4.3 Gráfica Flujo agua de alimentación vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 100% de severidad con circulación forzada.

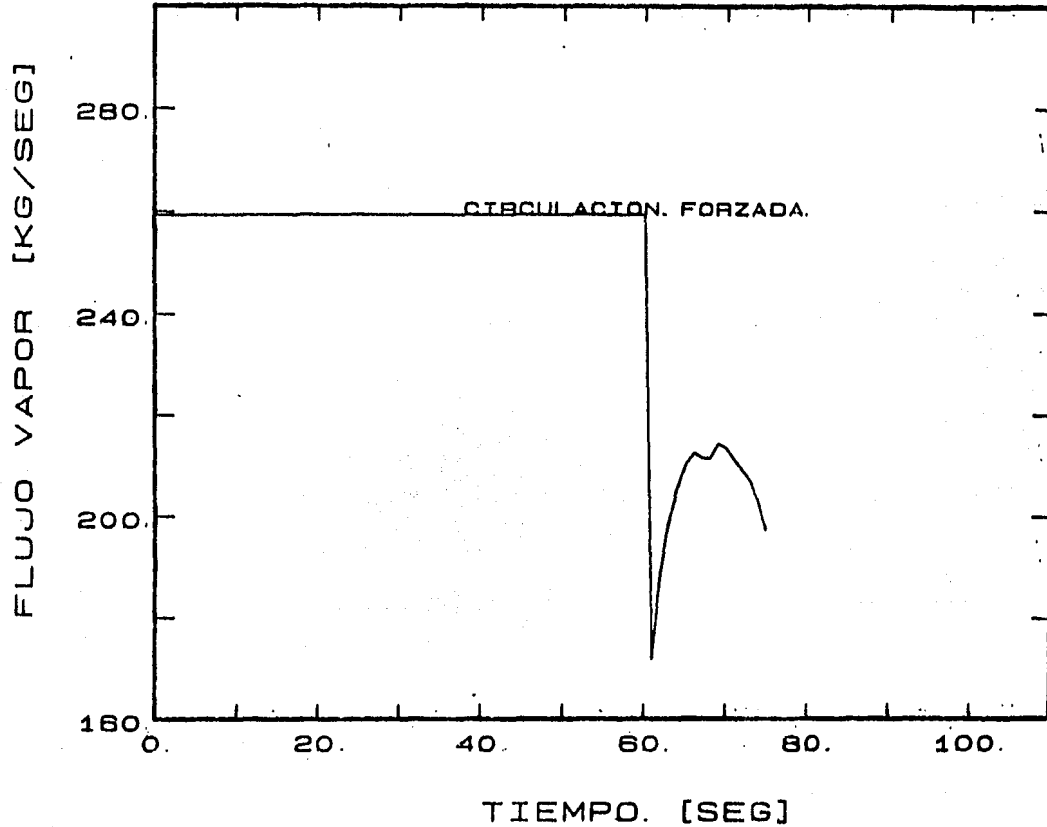


Fig. 4.4 Gráfica Flujo de vapor vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 100% de severidad con circulación forzada.

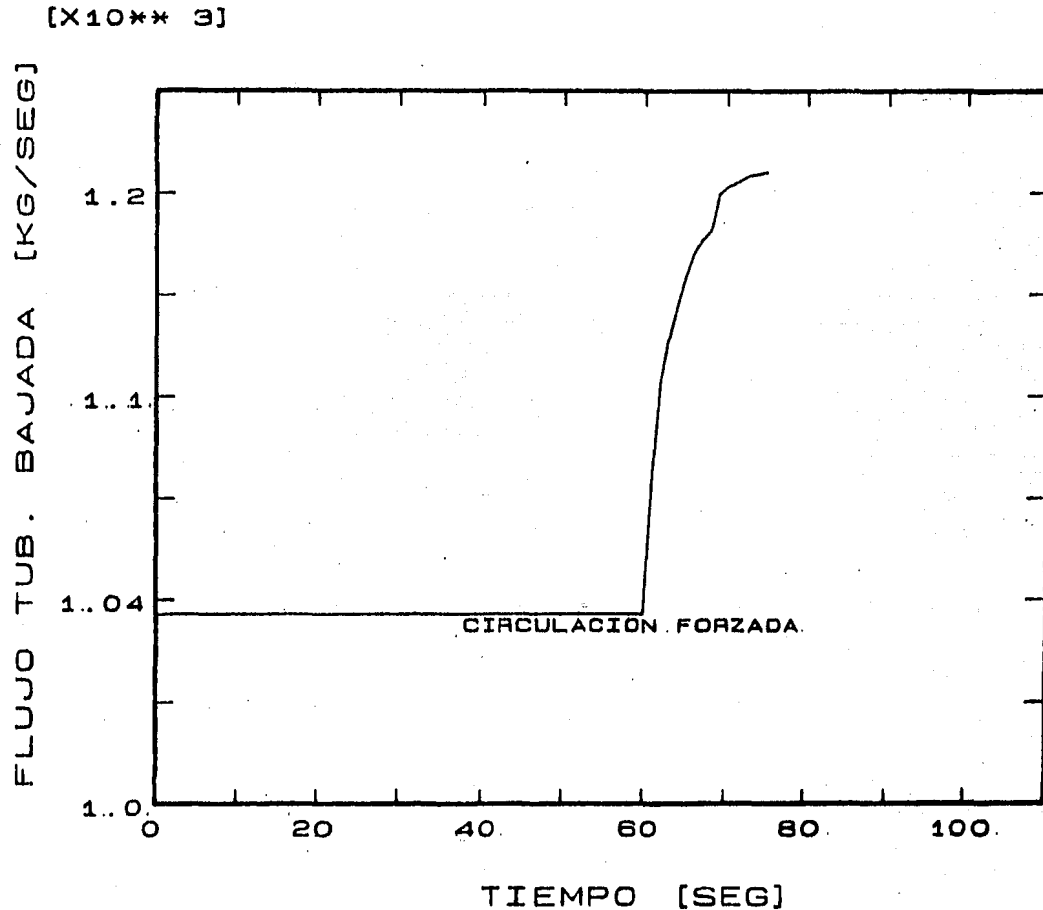


Fig. 4.5 Gráfica Flujo tubería de bajada vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 100% de severidad con
circulación forzada.

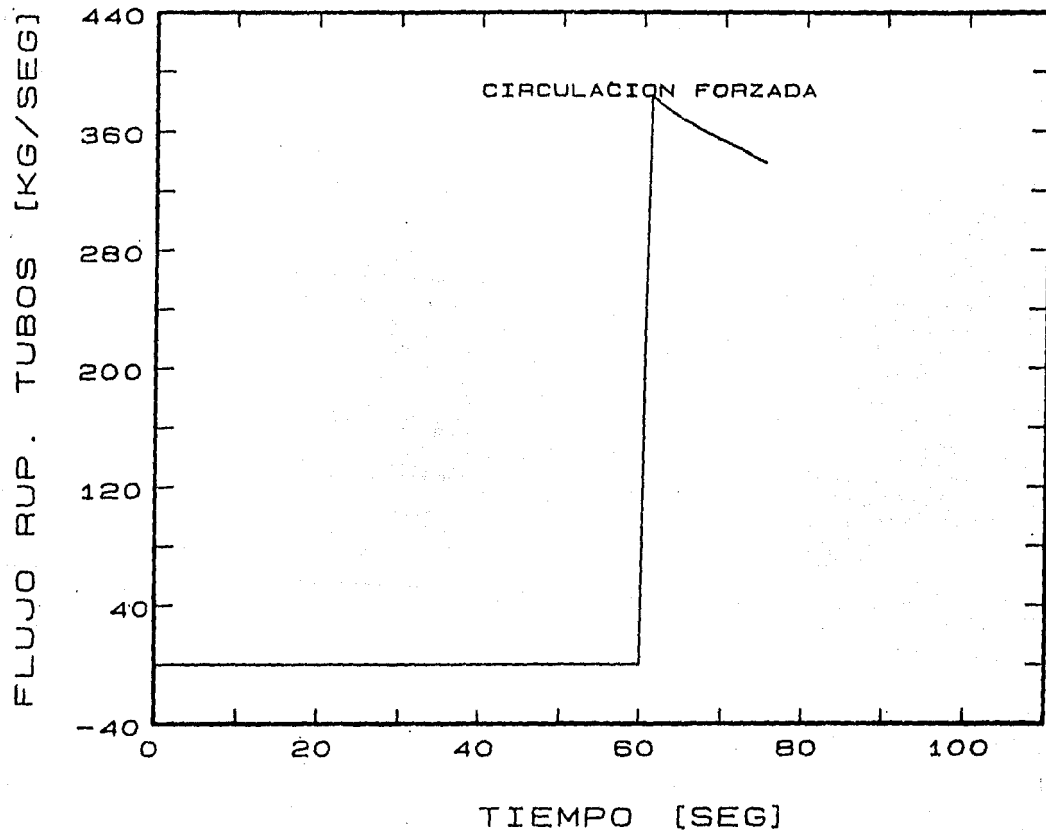


Fig. 4.6 Gráfica Flujo a través de la ruptura vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 100% de severidad con circulación forzada.

Las gráficas de las figuras 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 y 4.6 muestran el comportamiento de la presión del domo, nivel del domo, flujo de agua de alimentación, flujo de vapor al sobrecalentador, flujo de recirculación a través de la tubería de bajada y flujo a través del orificio de ruptura hacia el hogar, respectivamente, durante la falla. Cabe señalar que una falla de esta magnitud traería consigo un disparo automático debido al incremento en la presión del hogar, este efecto del disparo, está implementado en el simulador donde se tienen todos los controles. Para nuestro caso, dicho disparo no se activa, por lo que los efectos no son iguales a los de la planta, no significando que los resultados sean incorrectos. Puede observarse que las variables se mantienen constantes durante los primeros 60 segundos, tiempo en el cual se activa la falla provocando los efectos abajo mencionados:

Tanto la presión como el nivel del domo sufren un súbito descenso debido a la pérdida de fluido por la ruptura.

El flujo de agua de alimentación tiene un descenso brusco al momento de presentarse la falla, para luego ascender hasta su máximo valor permitido. El descenso se debe a que el control de agua de alimentación, como se vió ajusta el valor del flujo según el valor del nivel y el valor del flujo de vapor que va al sobrecalentador. Como se muestra en la gráfica de la figura 4.4, el flujo de vapor disminuye al presentarse la falla; por esto el flujo de agua de alimentación disminuye. Posteriormente domina el efecto del descenso del nivel y el flujo de agua de alimentación aumenta tratando de compensar ese

efecto.

El flujo de vapor hacia el sobrecalentador tiene una brusca caída al presentarse la ruptura debido al descenso en la presión del domo y del sobrecalentador, después, sube debido a que la presión local en el sobrecalentador aumenta debido a que el control de flujo de combustible trata de mantener presión e incrementa el dicho flujo, haciendo que la caída de presión en el sobrecalentador sea mayor. Finalmente se tiene un nuevo descenso ya que la influencia de la falla domina a cualquier otro efecto.

El flujo en la tubería de bajada aumenta al presentarse la falla, ya que en ese momento se tiene una caída de presión mayor debido al gradiente entre la tubería de bajada y el hogar.

Por último, se observa que el flujo a través de los tubos rotos se incrementa rápidamente a los 60 segundos, cuando se activa la ruptura. Este efecto es obvio. Cuando ha alcanzado su máximo, de manera prácticamente instantánea, comienza a disminuir su valor debido a que la presión en el domo disminuye grandemente, haciendo que la caída de presión en el orificio de ruptura sea menor a cada momento.

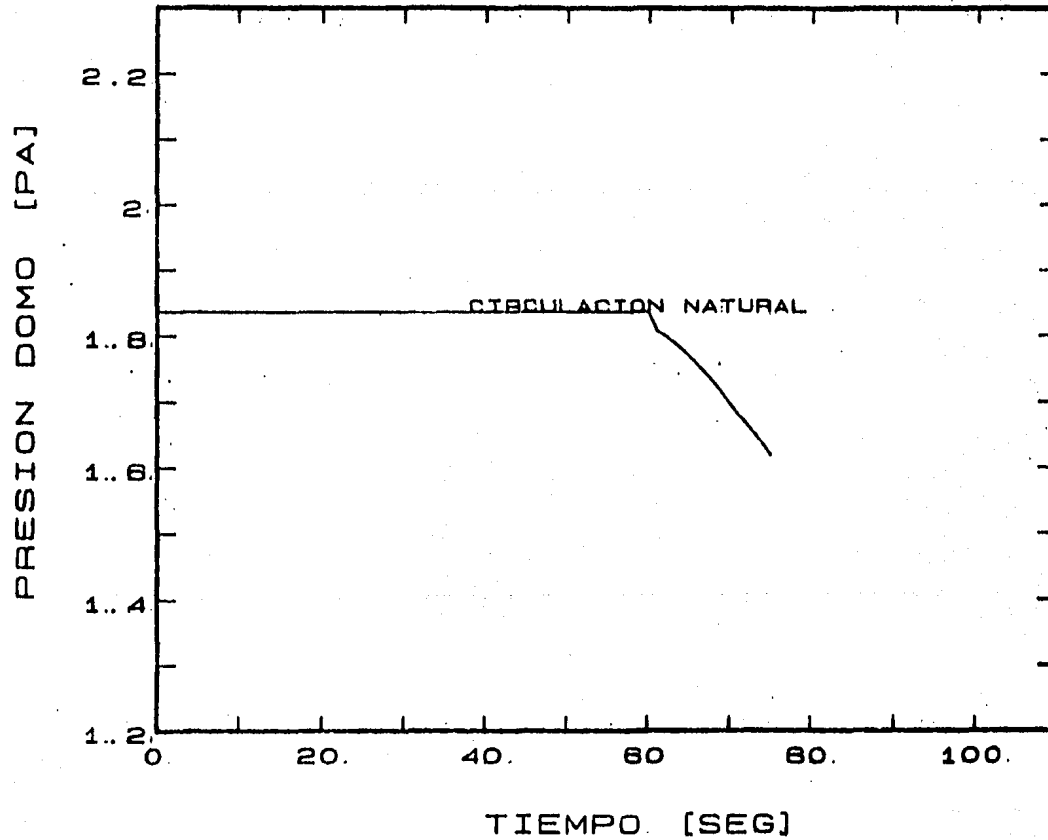
4.2.7 CORRIDA DE CIRCULACION NATURAL EN RUPTURA DE TUBOS 100% DE SEVERIDAD -

Esta corrida muestra la respuesta del modelo a un caso de ruptura de tubos en las paredes de agua, usando el modelo de circulación natural. Cuando se habla de 100% de severidad, se debe interpretar que se rompieron un total de 9 tubos del hogar, tomándose la misma base que para el caso de circulación forzada mostrado anteriormente.

Para este caso se tienen un total de 5 variables graficadas contra el tiempo. La prueba consistió en correr el modelo a 100% de carga estable durante los primeros 60 segundos; en ese tiempo se activó la falla a 100% de severidad de manera instantánea. La simulación continuó hasta aproximadamente los 75 segundos, tiempo en el cual se detiene automáticamente debido a que el domo se queda sin fase líquida y el nivel del agua llega hasta la altura equivalente a la succión de las bombas para el caso de circulación forzada, aunque en este caso para circulación natural. El modelo no tiene problemas de aborto en esta prueba, pero se programa el paro automático para tener simetría en ambos modelos.

A continuación se muestra en las figuras 4.7, 4.8, 4.9, 4.10, 4.11 y 4.12, las gráficas resultantes de esta corrida.

[X10** 7]



141

Fig. 4.7 Gráfica Presión domo vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 100% de severidad con circulación natural.

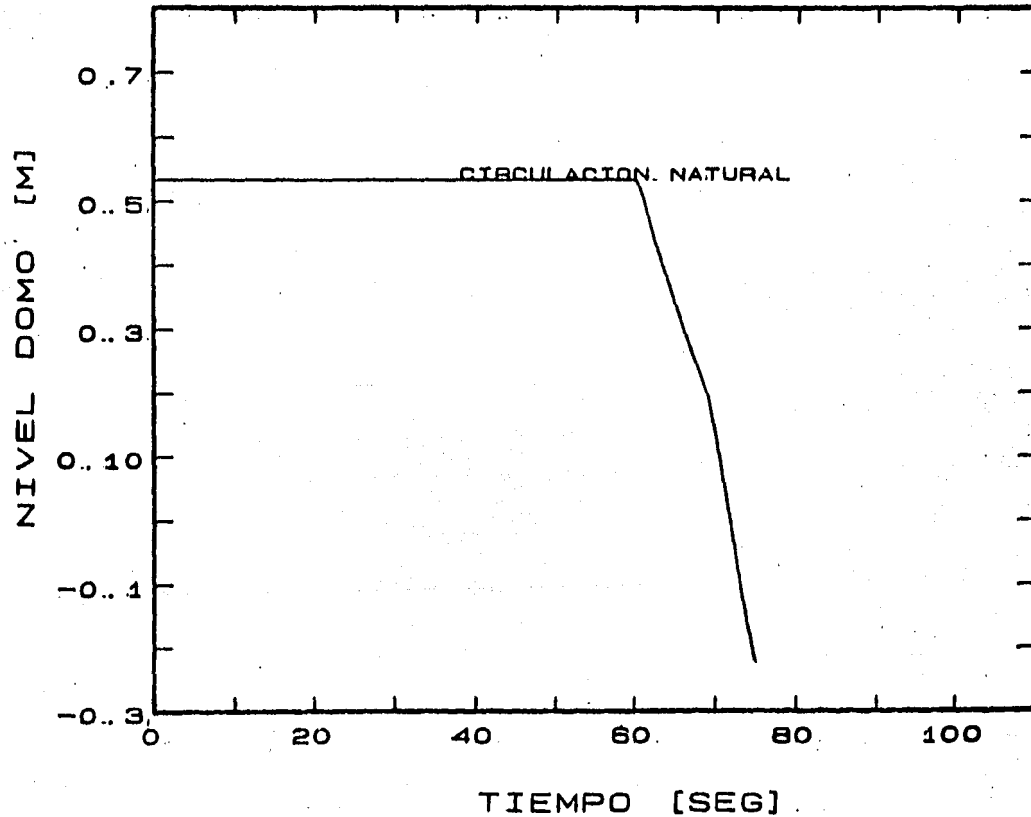


Fig. 4.8 Gráfica Nivel domo vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 100% de severidad con circulación natural.

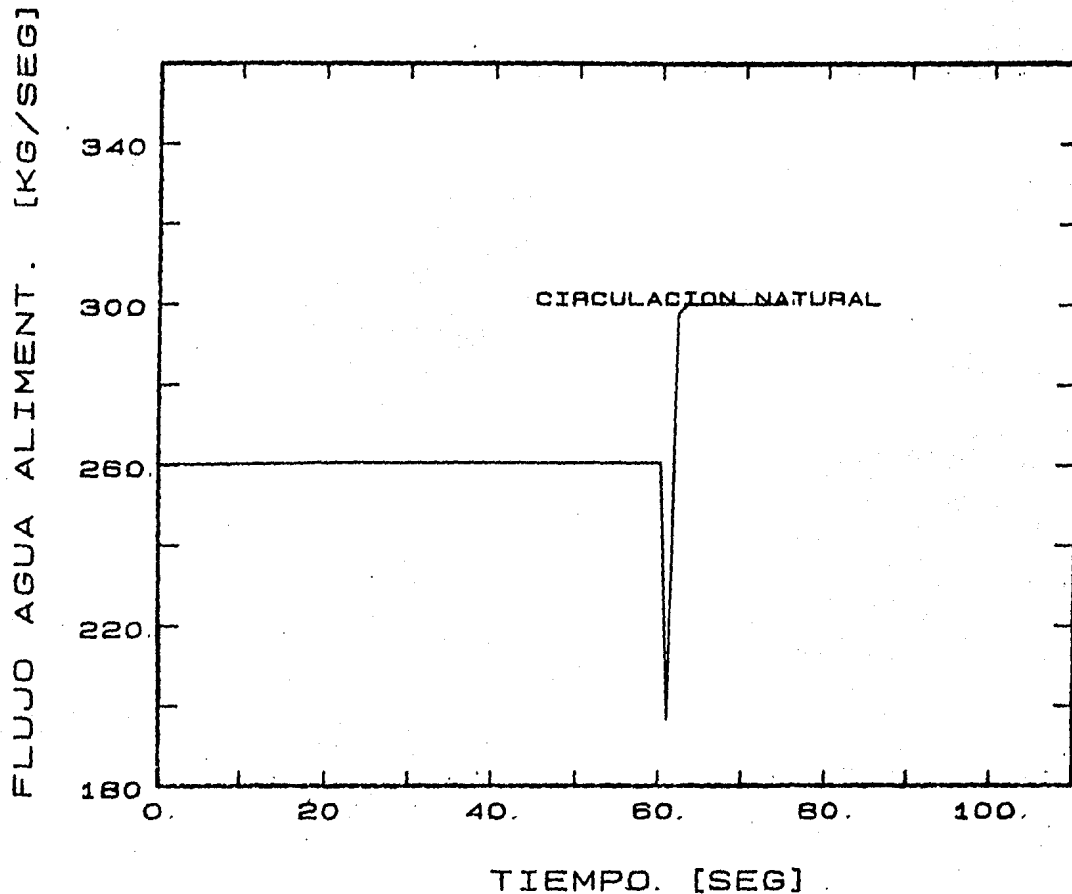


Fig. 4.9 Gráfica Flujo agua de alimentación vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 100% de severidad con
circulación natural.

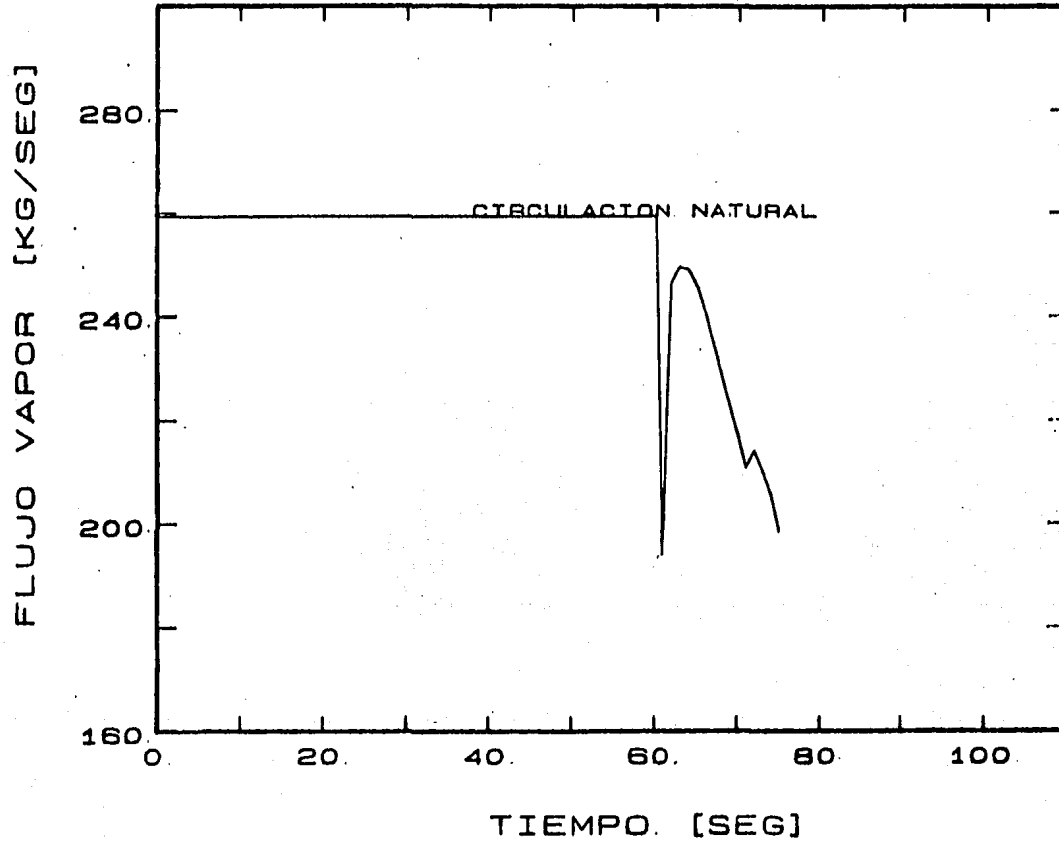


Fig. 4.10 Gráfica Flujo de vapor vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 100% de severidad con circulación natural.

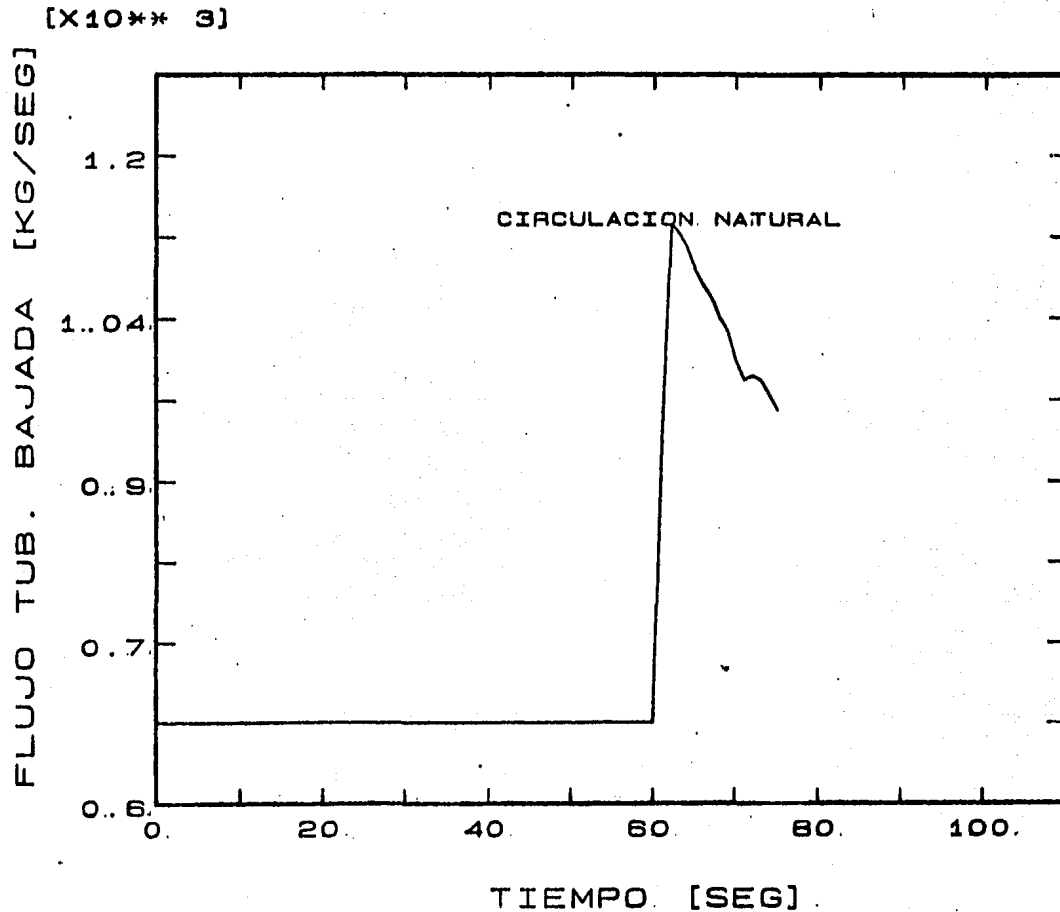


Fig. 4.11 Gráfica Flujo tubería de bajada vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 100% de severidad con
circulación natural.

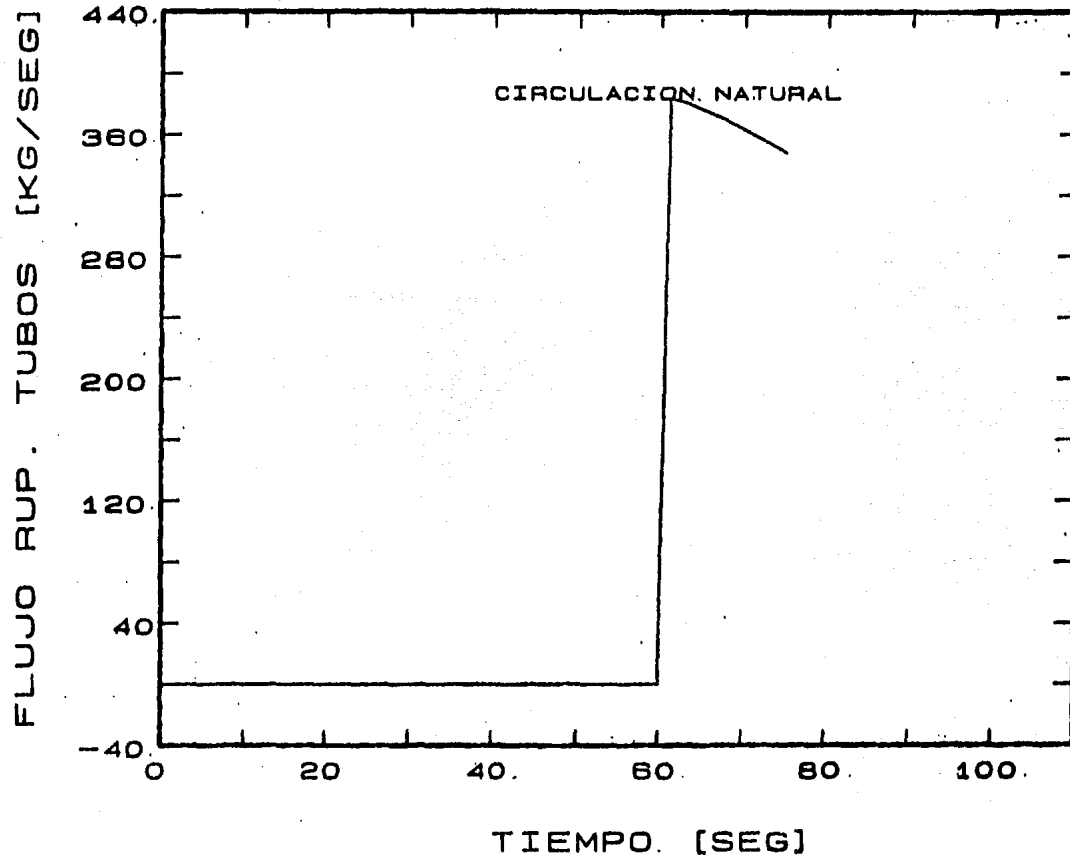


Fig. 4.12 Gráfica Flujo a través de la ruptura vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 100% de severidad con
circulación natural.

Las gráficas de las figuras 4.7, 4.8, 4.9, 4.10, 4.11 y 4.12, muestran el comportamiento de la presión del domo, nivel del domo, flujo de agua de alimentación, flujo de vapor al sobrecalentador, flujo de recirculación a través de la tubería de bajada y flujo a través del orificio de ruptura hacia el hogar, respectivamente, durante la falla. Puede observarse que las variables se mantienen constantes durante los primeros 60 segundos, tiempo en el cual se activa la falla provocando los efectos abajo mencionados:

Puede observarse que los efectos son prácticamente los mismos que los presentados para el caso de circulación forzada y son debidos a las mismas causas.

La única gráfica que se comporta de manera distinta y que vale la pena comentar, es la de la variable flujo en tubería de bajada. En primer lugar, el valor para este caso es menor que para el caso de circulación forzada, como ya se había notado en los estados estables. Por otra parte, se nota que una vez que el flujo ha alcanzado su máximo valor, comienza un descenso en lugar de permanecer en un valor alto, como en el caso anterior; esto se explica si se tiene en cuenta que en esta ocasión no se tienen bombas que mantengan una caída de presión, sino que el flujo se debe a una caída de presión natural y este gradiente va disminuyendo con el tiempo ya que la presión del sistema (domo), desciende rápidamente. Este caso es análogo al discutido anteriormente cuando se habló del flujo en la ruptura.

4.2.8 CORRIDA DE CIRCULACION FORZADA EN RUPTURA DE TUBOS 5% DE SEVERIDAD -

Esta corrida muestra la respuesta del modelo a un caso de ruptura de tubos en las paredes de agua, usando el modelo de circulación forzada. La base para la magnitud de la ruptura, es mismo que en los casos anteriores.

Para este caso se tienen un total de 5 variables graficadas contra el tiempo. La prueba consistió en correr el modelo a 100% de carga estable durante los primeros 60 segundos; en ese tiempo se activó la falla a 5% de severidad de manera instantánea. La simulación continuó hasta los 500 segundos, tiempo en el cual se vé una clara tendencia de estabilización.

A continuación se muestra en las figuras 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17 y 4.18, las gráficas resultantes de esta corrida.

[X10** 7]

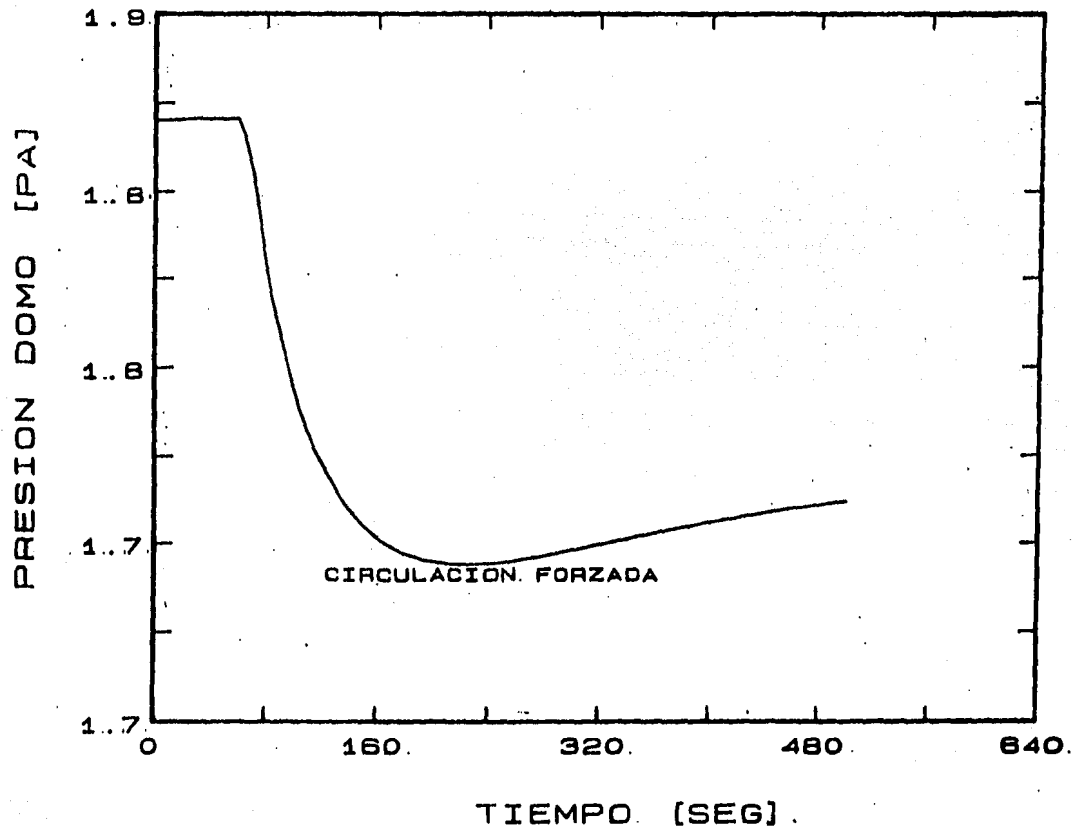


Fig. 4.13 Gráfica Presión domo vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 5% de severidad con circulación forzada.

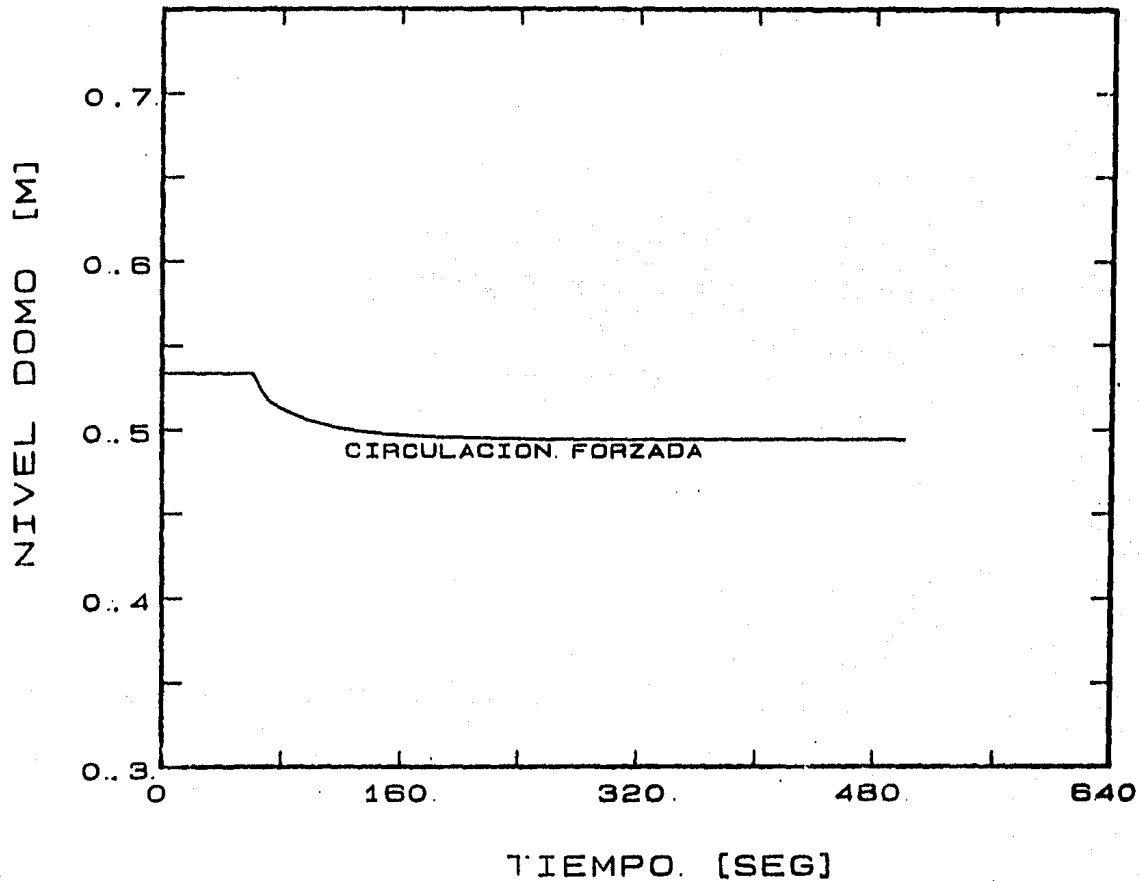


Fig. 4.14 Gráfica Nivel domo vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 5% de severidad con circulación forzada.

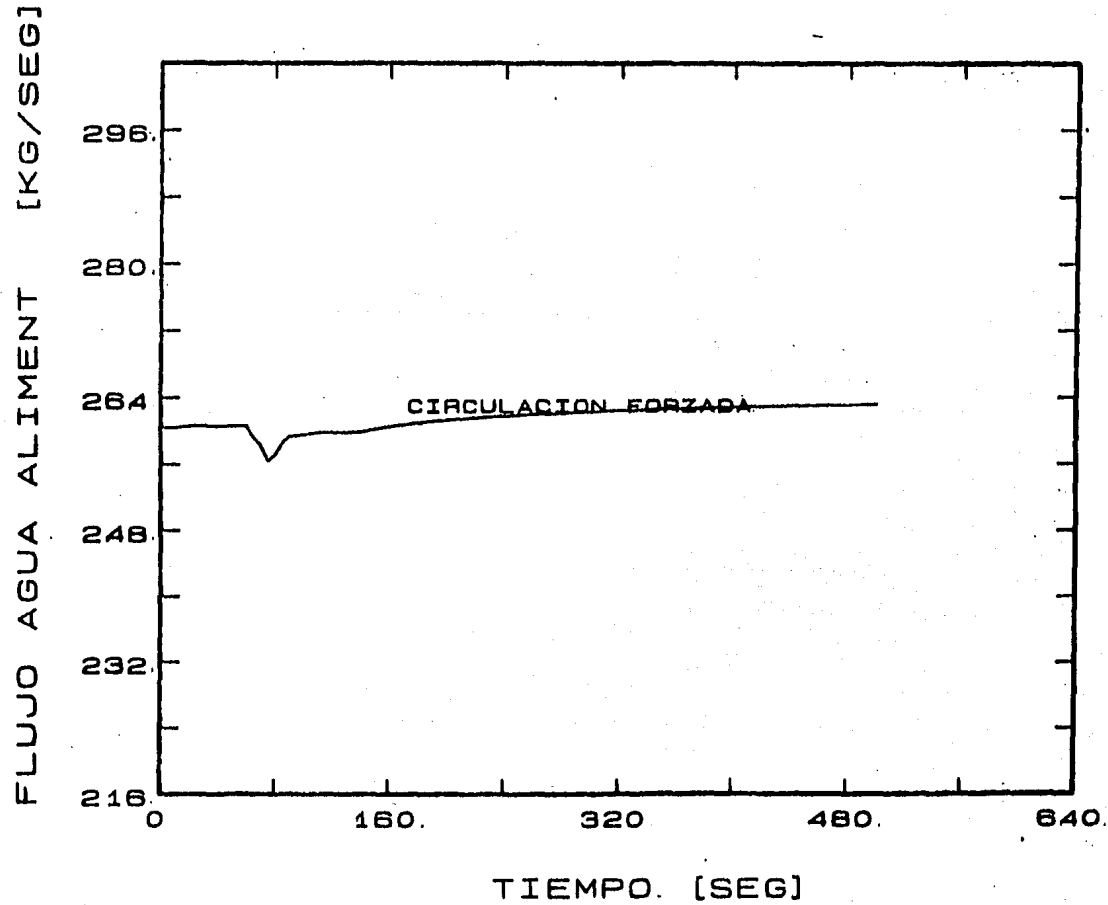


Fig. 4.15 Gráfica Flujo agua de alimentación vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 5% de severidad con
circulación forzada.

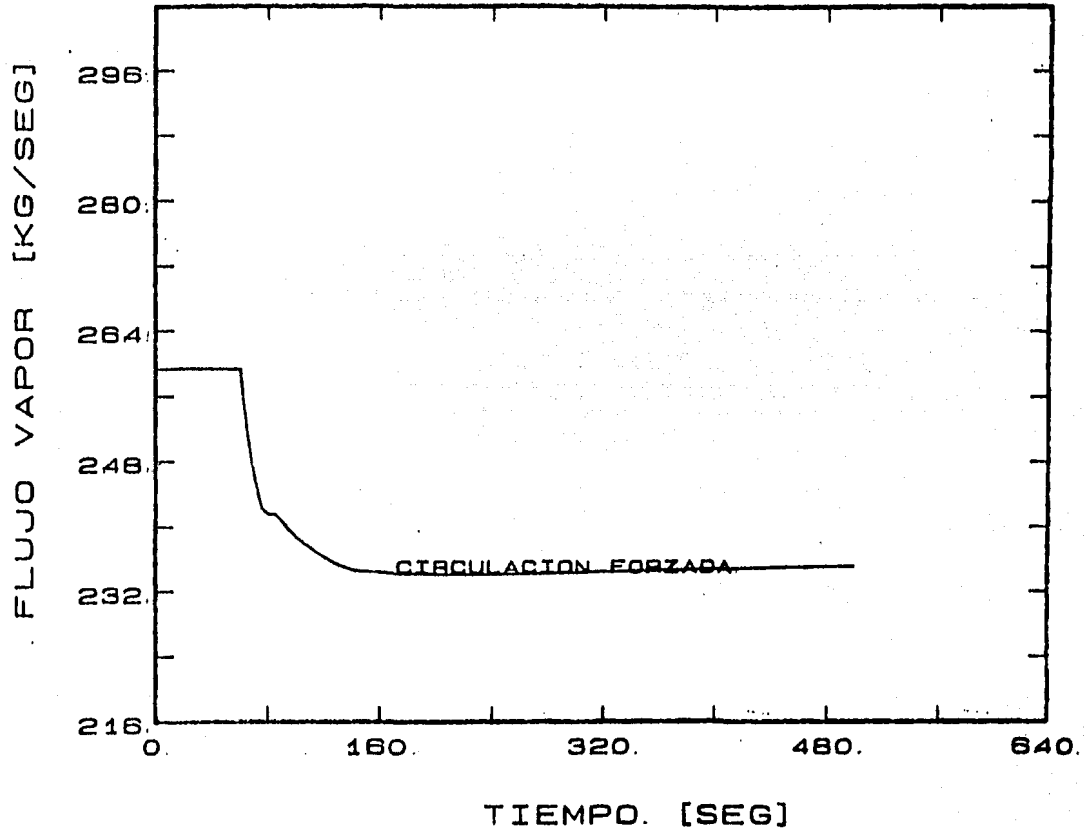


Fig. 4.16 Gráfica Flujo de vapor vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 5% de severidad con circulación forzada.

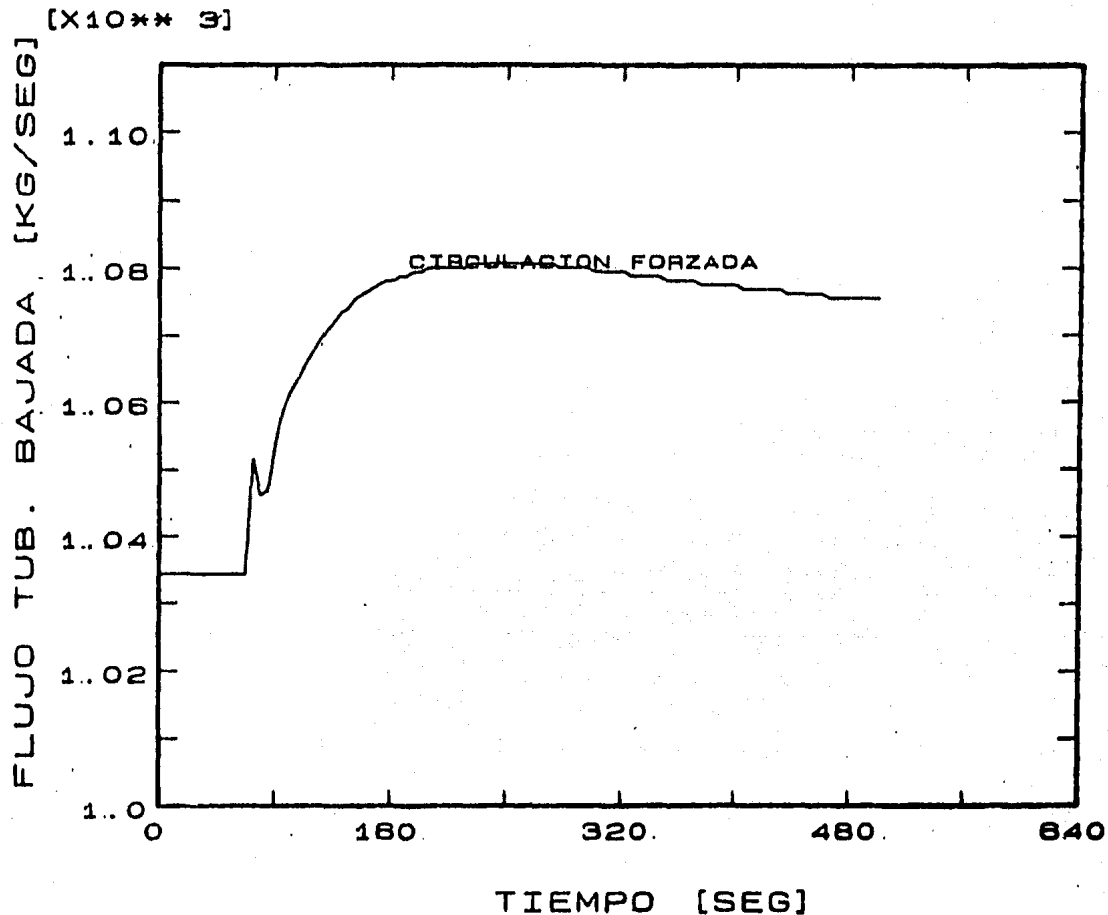


Fig. 4.17 Gráfica Flujo tuberfa de bajada vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 5% de severidad con
circulación forzada.

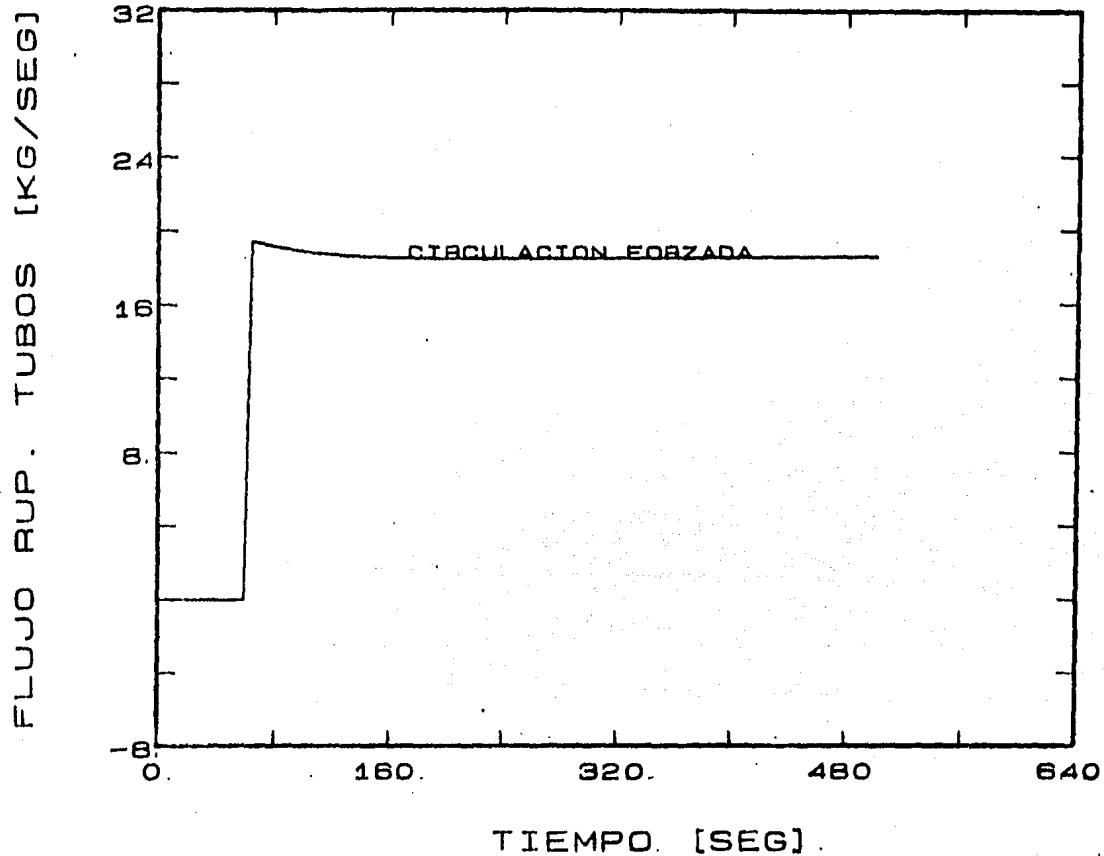


Fig. 4.18 Gráfica Flujo a través de la ruptura vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 5% de severidad con
circulación forzada.

Las gráficas de las figuras 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17 y 4.18, muestran el comportamiento de la presión del domo, nivel del domo, flujo de agua de alimentación, flujo de vapor al sobrecalentador, flujo de recirculación a través de la tubería de bajada y flujo a través del orificio de ruptura hacia el hogar, respectivamente, durante la falla. Para el caso de una severidad del 5% de la falla, los controles de la planta responden para mantener el funcionamiento de la unidad. Puede observarse que las variables se mantienen constantes durante los primeros 60 segundos, tiempo en el cual se activa la falla provocando los efectos abajo mencionados:

La presión en el domo sufre una caída en el momento de presentarse la falla para después incrementarse lentamente tratando de recuperar su punto normal, gracias a la actuación del control de flujo de combustible que aumenta tal flujo para tratar de mantener la presión.

El nivel del domo baja al activarse la ruptura debido a la pérdida de masa, hasta estabilizarse en el valor ajustado por el control de nivel.

El flujo de agua de alimentación baja en un principio debido al descenso en el flujo de vapor al sobrecalentador. Posteriormente sube lentamente hasta su valor nominal gracias al control de nivel del domo que aumenta el flujo para lograr el control.

El flujo de vapor al sobrecalentador, tiene un decremento hasta que se estabiliza en las nuevas condiciones de operación. La diferencia entre este nuevo valor y el nominal se debe básicamente al valor del flujo en la ruptura.

El flujo a través de la tubería de bajada aumenta debido al aumento de la caída de presión, como se explicó en los casos anteriores.

Finalmente, el flujo de la ruptura aumenta drásticamente al presentarse la falla y se estabiliza hasta donde lo exigen las condiciones.

4.2.9 CORRIDA DE CIRCULACION NATURAL EN RUPTURA DE TUBOS 5% DE SEVERIDAD -

Esta corrida muestra la respuesta del modelo a un caso de ruptura de tubos en las paredes de agua, usando el modelo de circulación natural. La base de la severidad en la ruptura es la misma que en los casos anteriores.

Para este caso se tienen un total de 5 variables graficadas contra el tiempo. La prueba consistió en correr el modelo a 100% de carga estable durante los primeros 60 segundos; en ese tiempo 100se activó la falla a 5% de severidad de manera instantánea. La simulación continuó hasta los 500 segundos, tiempo en el cual se observa una clara tendencia de estabilización.

A continuación se muestra en las figuras 4.19, 4.20, 4.21, 4.22, 4.23 y 4.24, las gráficas resultantes de esta corrida.

[X10** 7]

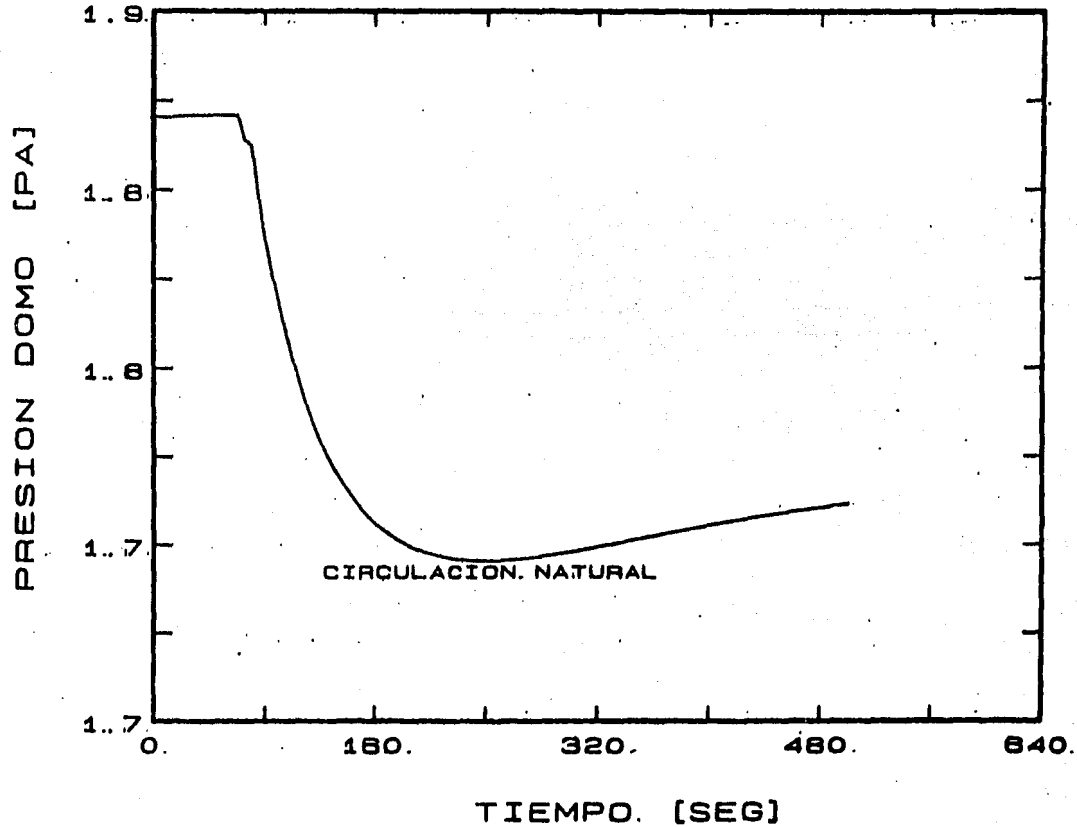


Fig. 4.19 Gráfica Presión domo vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 5% de severidad con circulación natural.

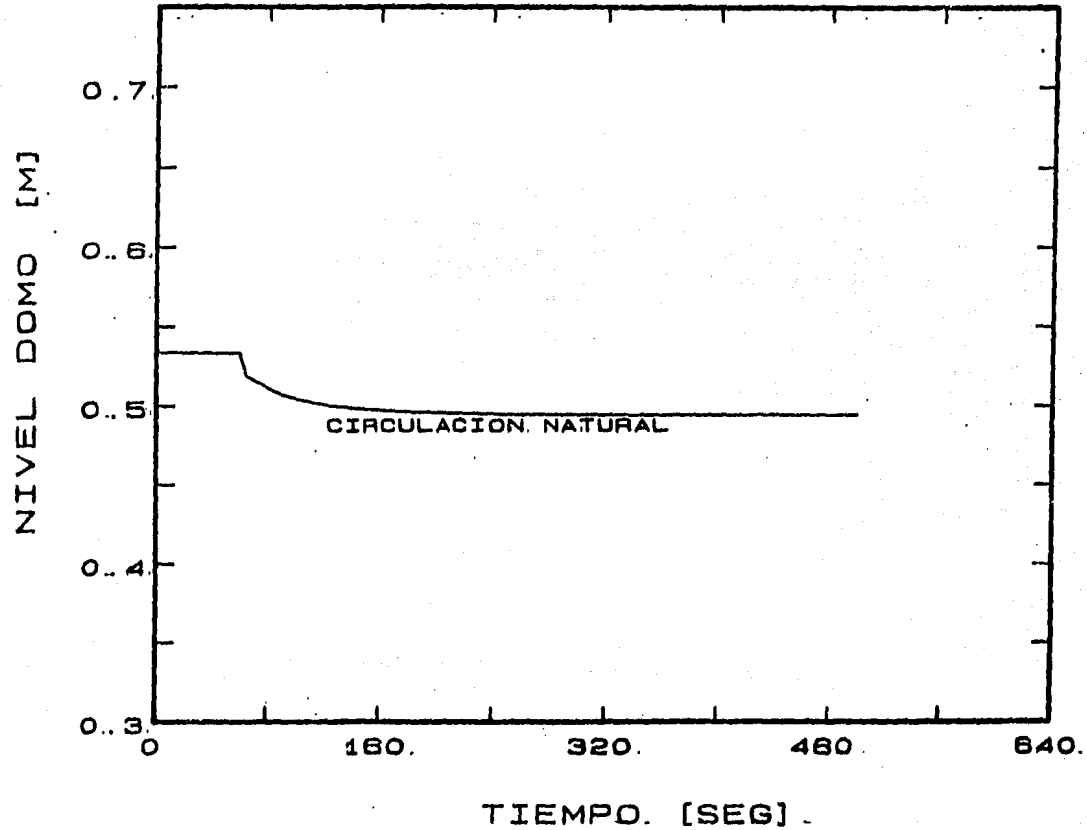


Fig. 4.20 Gráfica Nivel domo vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 5% de severidad con circulación natural.

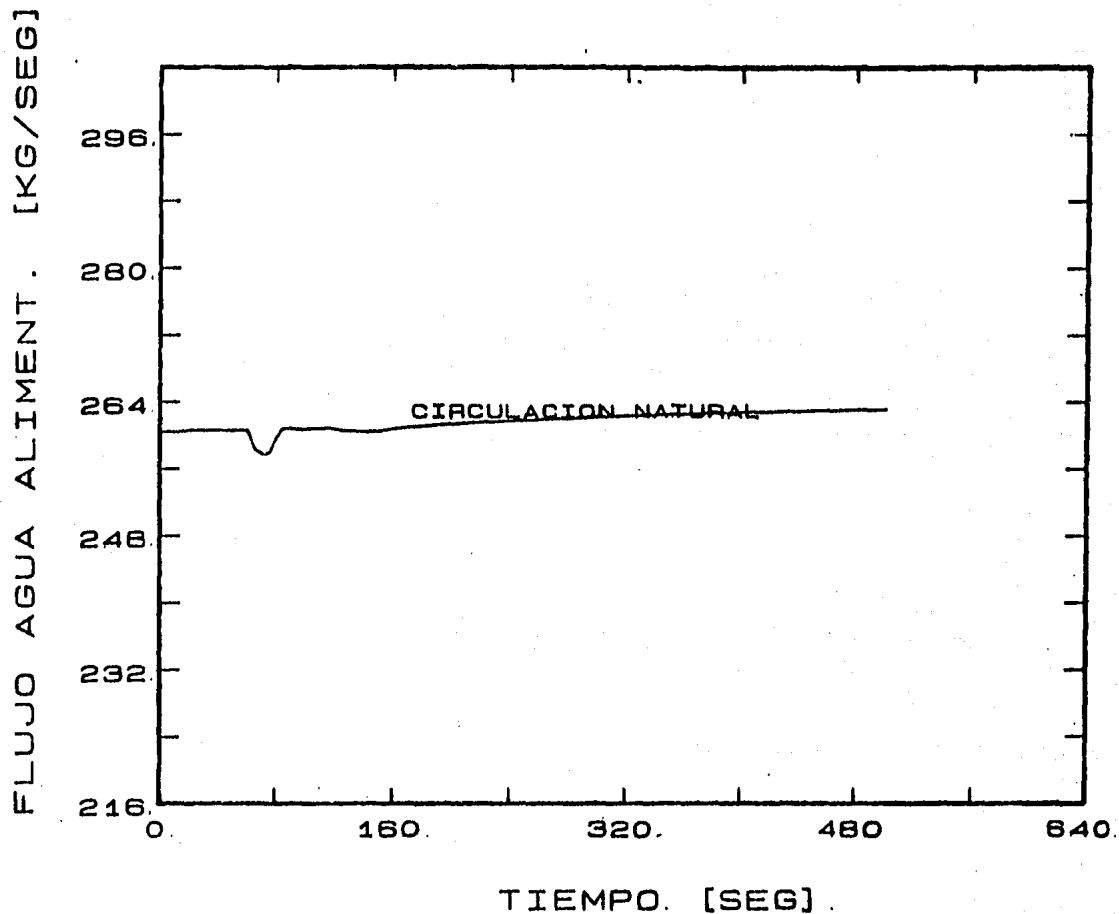


Fig. 4.21 Gráfica Flujo agua de alimentación vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 5% de severidad con
circulación natural.

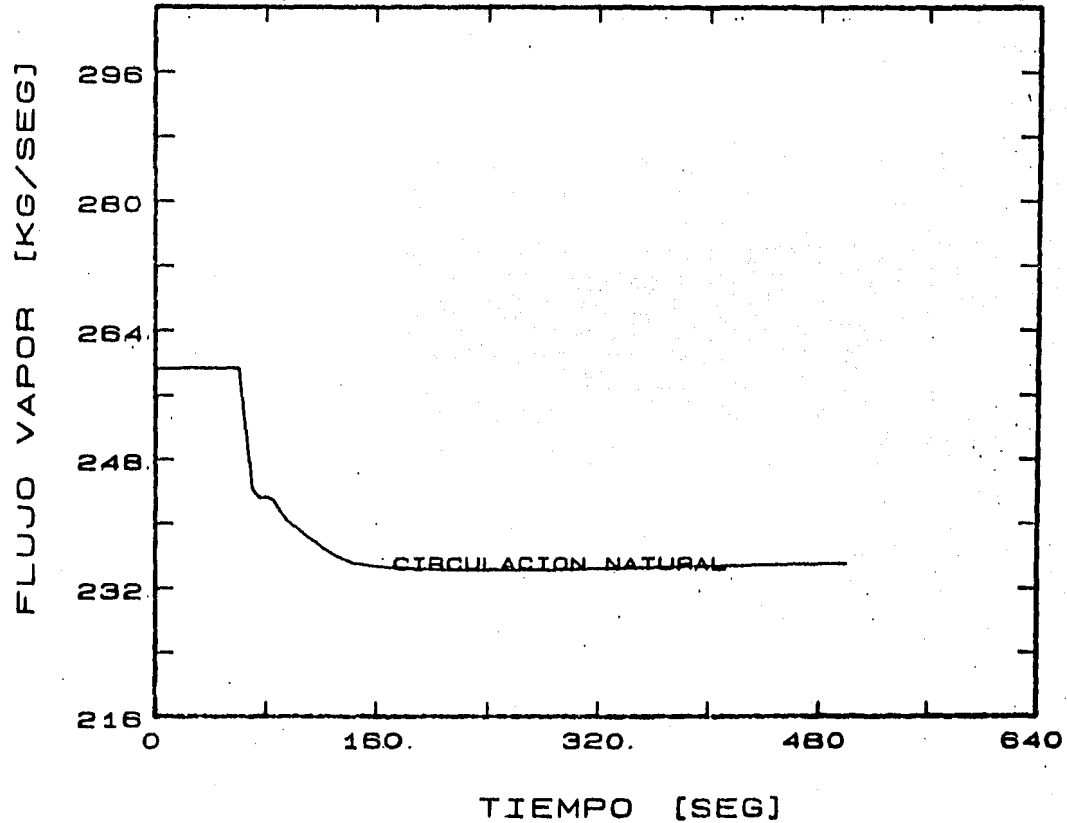


Fig. 4.22 Gráfica Flujo de vapor vs. Tiempo. Ruptura de tubos a 5% de severidad con circulación natural.

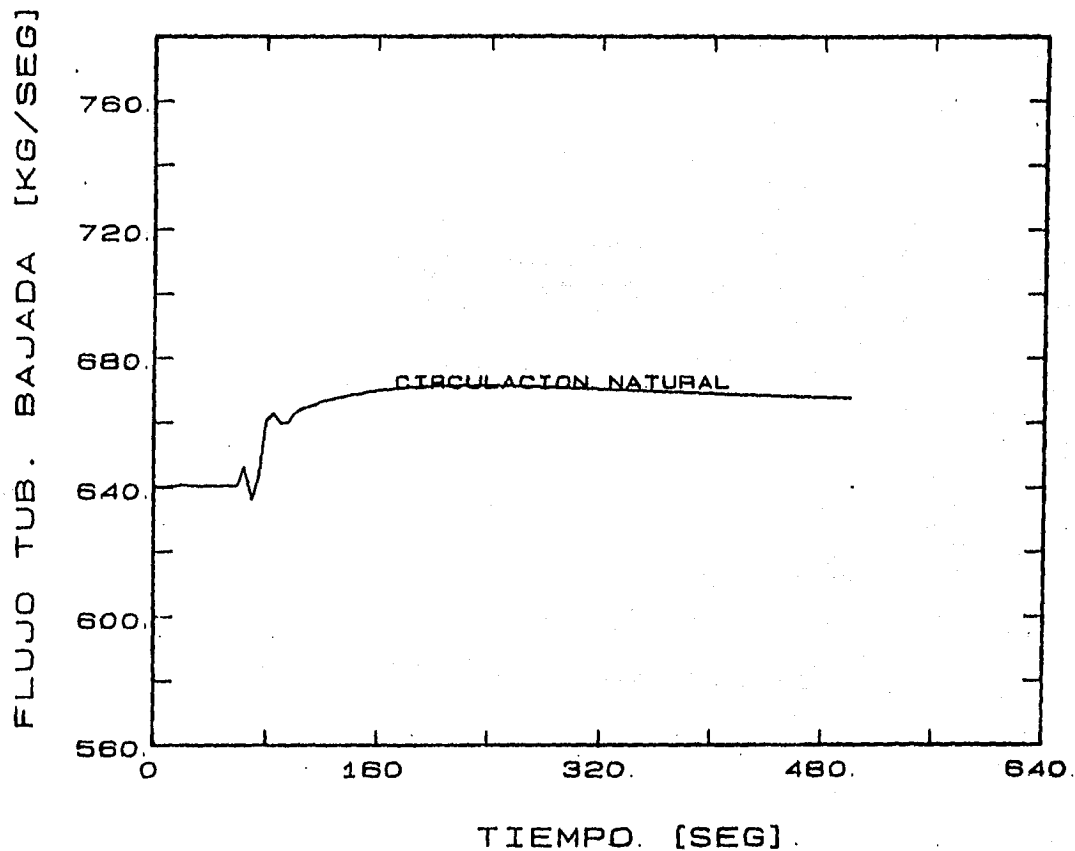


Fig. 4.23 Gráfica Flujo tubería de bajada vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 5% de severidad con
circulación natural.

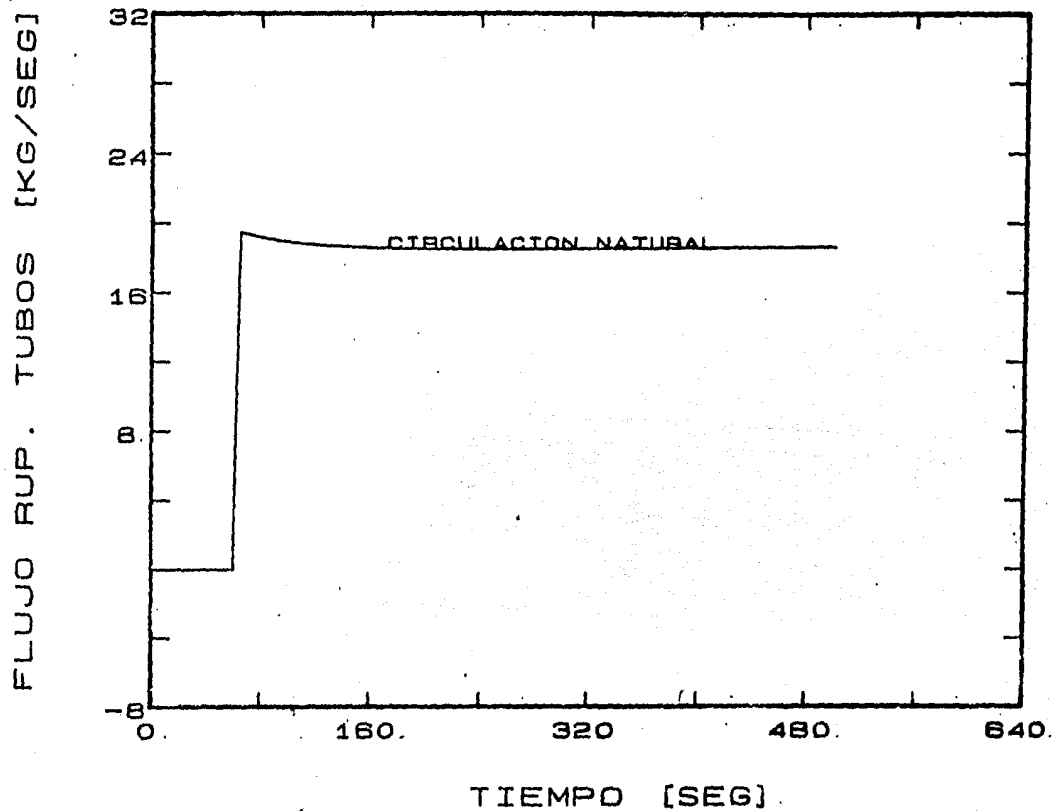


Fig. 4.24 Gráfica Flujo a través de la ruptura vs. Tiempo.
Ruptura de tubos a 5% de severidad con
circulación natural.

Las gráficas de las figuras 4.19, 4.20, 4.21, 4.22, 4.23 y 4.24, muestran el comportamiento de la presión del domo, nivel del domo, flujo de agua de alimentación, flujo de vapor al sobrecalentador, flujo de recirculación a través de la tubería de bajada y flujo a través del orificio de ruptura hacia el hogar, respectivamente, durante la falla. En este caso, también se logra mantener la unidad generadora sin haber disparo de la misma. Puede observarse que las variables se mantienen constantes durante los primeros 60 segundos, tiempo en el cual se activa la falla provocando unos efectos prácticamente iguales a los causados por la falla al 5% de severidad con circulación forzada. Lo único diferente es el valor del flujo de recirculación a través de la tubería de bajada que tiene un valor menor que el del caso anterior, pero el comportamiento cualitativo es esencialmente el mismo.

CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.0 CONCLUSIONES

El presente estudio tuvo como objeto el desarrollo de un modelo de una caldera del tipo domo que tuviera la versatilidad de trabajar con circulación forzada ó natural indistintamente. Este modelo presenta las siguientes características:

- Su formulación se basó en las leyes que rigen a los procesos físicos, con lo que los resultados son más realísticos y se espera un buen comportamiento aún con aquellas situaciones que no se han probado explícitamente.
- Se modelaron todos aquellos equipos componentes del sistema que se supone tienen alguna influencia en su comportamiento global.
- Se hicieron algunas suposiciones para simplificar el modelo matemático y disminuir el tiempo de ejecución, siempre tratando de que la precisión de los resultados fuese la adecuada, menor a un 2% de error para variables críticas, en nuestro caso la presión y el nivel del domo, y menor a un 10% para variables normales, tales como los flujos del circuito domo superior-tubería de bajada-domo inferior-paredes de agua-domo superior, presentados en la figura 3.3, además de

las fracciones de vacío y entalpías de los nodos de las paredes de agua.

- Se hicieron modelos simplificados de las turbinas, agua de alimentación y traspaso para cerrar el lazo del sistema. Estos modelos pueden mejorarse.
- Su validación se hizo tomando en cuenta valores de la planta real para el caso de circulación forzada, que a su vez fué la base del ajuste del modelo de circulación natural. En primer término se hizo el ajuste del modelo en 5 estados estables y posteriormente se probó con dos transitorios severos.
- Puede escogerse el número de nodos que parten axialmente a la pared de agua, siendo más exactos los resultados entre mayor sea la nodalización, aunque se aumenta el tiempo de ejecución y eventualmente hay que hacer más pequeño el paso de integración.
- Es capaz de simular cualquier condición de carga, inclusive fallas en la central tal como ruptura de tubos en las paredes de agua a diferentes severidades.
- Puede usarse para estudios de estabilidad y control si se implementan los modelos auxiliares pertinentes.
- Puede usarse para estudios de la dinámica del sistema cuando se somete a cambios en sus parámetros físicos.

- Puede usarse para probar nuevos diseños de equipos de calderas.

Por otro lado, se presentó un esbozo del estado del arte de la modelación y simulación de generadores de vapor, observándose que el presente está a la altura de los mejores modelos existentes.

Finalmente, solo queda señalar que en México no se ha hecho prácticamente ningún esfuerzo por contar con modelos matemáticos que permitan hacer estudios para mejorar las condiciones de operación de las plantas termoeléctricas, por consiguiente la capacidad de desarrollo en este campo es bastante amplia.

NOMENCLATURA

NOMENCLATURA

INDICES LATINOS

A = area

A = apertura de la válvula

C = constante

Co = constante de Zuber-Findlay

D = diámetro

f = coeficiente de fricción de Fanning

f = función

g = aceleración de la gravedad

G = ganancia

h = entalpia

h = altura

J = velocidad superficial

K = constante friccional de oposición al flujo

L = longitud

M = masa

MPa = MegaPascuales

m = pendiente

P = presión

Pc = perímetro calentado

Pf = perímetro del fluido

Psia = libras por pulsada cuadrada

q" = flujo de calor por unidad de area

Re = número de Reynolds

S = entropía

SC = señal de control

SP = punto de ajuste

T = temperatura

t = tiempo

U = coeficiente global de transferencia de calor

u = variable

v = variable

v = velocidad

v = volumen específico

VC = variable de control

V_zJ = constante de Zuber-Findlay

W = flujo másico

x = variable

x = calidad de flujo

y = variable

z = coordenada en dirección del flujo

GRIEGOS

α = fracción de vacío

γ = función

Δ = incremento o diferencia

η = eficiencia

θ = ángulo de la horizontal con paredes de agua

μ = viscosidad

π = constante 3.1416

ρ = densidad

$\bar{\rho}$ = densidad promedio

τ_w = esfuerzo cortante del fluido

ϕ_{LO}^2 = multiplicador para corrección de fricción en flujo en dos
fases

ϕ_v = generación de vapor por unidad de volumen

ξ = criterio de convergencia

SUBINDICES

- A = término aceleracional
- AA = agua de alimentación
- e = entrada
- ea = equivalente
- E1 = economizador parte 1
- E2 = economizador parte 2
- F = término friccional
- f = propiedad del líquido saturado
- fg = propiedad de vaporización
- G = término gravitacional
- g = gases ó gas (zona de vapor)
- g = propiedad del vapor saturado
- H = hidráulico
- l = líquido
- M = metal

PA = pared de agua

s = salida

sat = saturación

t = tubo

TB = tubería de bajada

1,2,3,...,n = representa un elemento de varios

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

1. Anderson, J. H., Kwan, H. W., Quattrough, G. H., 'Dynamic Models for Power Station Boilers', Conference on Automation and Computation, Leicester, April, 1968.
2. Babcock & Wilcox, 'Steam its Generation and Use', Ed. Babcock & Wilcox, USA, 1978.
3. Benedict r., 'Fundamentals of Pipe Flow', J. Wiley & Sons, New York, 1980.
4. Bender, René J., 'Steam Generation', a Power Special Report, USA, 1964.
5. Carrasco Villarreal D., 'Paquete de Métodos Numéricos para la solución de Sistemas de Ecuaciones Diferenciales de Primer Orden con Valores Iniciales', Tesis para obtener grado de licenciatura en Ingeniería Química Industrial, Instituto Tecnológico de La Laguna, 1982.
6. Chien, K. L., Erdin, E. I., Lind, C., and Lee, Allan, 'Dynamic Analysis of a Boiler', Transactions ASME 80, USA, 1958.

7. Daniels, J. H., Enns, Mark, Hottenstine, R. D., 'Dynamic Representation of Large Boiler-Turbine Unit', ASME, Preprints 61-SA-69, USA, 1961.
8. Davis, C. M., Haller, K. H., Wiener, M., 'Large Utility Boilers-Experience and Design Trends', American Power Conference Chicago, Illinois, April 20-22, 1976.
9. González-Santaló J.M., Roldán-Villasana E.J., Del-Arco C.M., 'Analysis of a Drum Boiler Model Considering Scope Required Execution Time', Fourteenth Annual Pittsburgh Conference on Modeling and Simulation, Pennsylvania, 1983.
10. Hissins, Alex, Elonka, Stephen Michael, 'Boiler Room Questions and Answers', McGraw-Hill Book Co., New York, 1976.
11. John, James E. A., Haberman, William L., 'Introducción a la Mecánica de Fluidos', Ed. Prentice Hall International, New York, 1974.
12. Lahey R. and Moody F., 'The Thermal-Hydraulics of a Boiling Water Nuclear Reactor', American Nuclear Society, La Grange Park, Illinois, 1980.
13. Masada, Glenn Y., 'Modelling and Control of Power Plant Boiler-Turbine-Generator Systems', Doctoral Thesis, Massachusetts Institute Technology, Department of Mechanical Engineering, 1979.

14. Mataix, Claudio, 'Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas', Ed. Harla S. A., Barcelona, 1976.
15. Méndez Lecanda E., Rossano Román M., 'Model of the air and flue gas side of a power plant boiler, Fourteenth Annual Pittsburgh Conference on Modeling and Simulation, Pennsylvania, 1983.
16. Morse, Frederick T., 'Centrales Eléctricas', Ed. Continental, México, 1975.
17. Nicholson, H., 'Dynamic Optimisation of a Boiler', PROC. IEE Vol III No. 8 August 1964, pp. 1479-1499.
18. Perry and Chilton, 'Chemical Engineers Handbook', McGraw-Hill Co., New York, 1975.
19. Plauchó, Lima Alberto, Aguilar, Rodríguez Martiniano, 'Selección de Generadores de Vapor para Comportamiento y Controlabilidad Optimos', Reunión de Ingenieros de Medición y Control de Plantas Termoeléctricas de C.F.E., Celaya, Gto., México, 1976.
20. Potter, Philip J., 'Power Plant Theory and Design', McGraw-Hill Book Co., New York, 1976.
21. Ray, A., Bowman, H. F., 'A Nonlinear Dynamic Model of a Once-Through Subcritical Steam Generation', Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control September, Vol. 98 pp. 1-8, 1976.

22. RGINP, 'Reporte de Falla ocurrida en Caldera de Unidad No. 2 Central Termoeléctrica Mazatlán, II', C.F.E., Gerencia General de Operación, Región de Generación Termoeléctrica Norpacífico, Num. 1-42, fecha I/79.
23. Koldán Villasana E.J., González Santaló J.M., 'Modelo Físico de una Caldera de Circulación Forzada de una Unidad de 300 MW', IX Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, León Gto., México, 1983.
24. Koldán Villasana E.J., González Santaló J.M., 'Modelo Matemático de una Caldera de Circulación Forzada de una Unidad de 300 MW', Por publicarse en la revista de la Academia Nacional de Ingeniería, México, 1984.
25. Secker P. y Juárez D., 'Propiedades Termodinámicas II', Reporte Interno del Departamento de Simulación del Instituto de Investigaciones Eléctricas, 1982.
26. Shampine L.F. & Gordon M.K., 'Computer Solution of Ordinary Differential Equations The initial Value Problem', W.H. Freeman and Co., 1975.
27. Shield, Carl D., 'Calderas, tipos, características y sus funciones', Ed. Continental, México, 1982.
28. Thompson, Francis T., 'A Dynamic Model of a Drum-Type Boiler System', IEEE Transactions on PAS, May 1967 Vol PAS-86 No. 5 pp. 625-635.

29. Usoro, Patrick B., 'Modelling and Simulation of a Drum Boiler-Turbine Power Plant Under Emergency State Control', Master. of Science Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, 1977.
30. Wallis Graham B., 'One-Dimensional Two-Phase Flow', McGraw-Hill Book Co., New York, 1969.
31. Wiener, M., 'The Latest Developments in Natural Circulation Boiler Design', American Power Conference Chicago, Illinois, April 18-20, 1977.
32. Woodruff, Everett B., Lammers, Herbert B., 'Steam-Plant Operation', McGraw-Hill Book Co., 1977.