

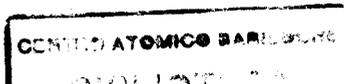
TE
(012)52
03
1995

**SIMULACION DEL COMPORTAMIENTO DINAMICO
DE LA TURBINA DE VAPOR
DE LA CNAI ANTE UN
TRANSITORIO DE RECHAZO DE CARGA**

Autor
Stella Maris Oggianu

Ing. Andrés Etchepareborda
DIRECTOR

Dr. Darío Delmastro
Ing. Luis Olivieri
CODIRECTORES



Junio 1995

15323



SIMULACION DEL COMPORTAMIENTO DINAMICO DE LA TURBINA DE

**Simulación del comportamiento dinámico de la turbina
de vapor de la CNAI ante un
transitorio de rechazo de carga**

Autor: Stella Maris Oggianu.

Director: Ing. Andrés Etchepareborda.
División Control del Centro Atómico Bariloche.

Co-directores: Dr. Darío Delmastro.
División Termohidráulica.
Centro Atómico Bariloche.

Ing. Luis Olivieri.
División Instrumentación y Control.
Central Nuclear Atucha I.

**Centro Atómico Bariloche-Instituto Balseiro
República Argentina
1994-1995**

Agradecimientos

A **DIOS**, por la vida...un juego, un reto.

A mis padres, hermano, familiares y amigos. Sólo su fuerza y amor lo hicieron posible.

A Andrés por haberme ayudado a resolver los problemas suscitados durante el desarrollo del trabajo y dirigir mis esfuerzos hacia el cumplimiento del objetivo final.

Al Dr. Darío Delmastro por sus colaboración en la parte termohidráulica y haberme enseñado el 'arte' de presentar un trabajo.

Al Instituto Balseiro y especialmente a la División Control por la ayuda que recibí durante el desarrollo del trabajo especial (Andrés, Celso, Erwin, Ezequiel, Félix, Horacio, Luis, Oscar).

Al Licenciado Guillermo Urrutia y los Ingenieros Eduardo Arostegui, Luis Olivieri y Alejandro Sandá de la CNAI por la información brindada.

Al Dr. Germán Guido Lavalle por haberme facilitado información general y planos de la CNAI durante las primeras etapas del trabajo.

A mis padres y hermano.

Para memorizar

Escrito en la Colonia de Leprosos en un pueblo de la India, a orillas del Ganges, por la Madre Teresa de Calcuta.

La vida es una *oportunidad*: *Aprovéchala.*

La vida es *belleza*: *Admírala.*

La vida es un *beatitud*: *Poséela.*

La vida es un *sueño*: *Hazlo realidad.*

La vida es un *reto*: *Afróntalo.*

La vida es un *deber*: *Cúmplo.*

La vida es un *juego*: *Juguetéala.*

La vida es *preciosa*: *Cuidala.*

La vida es *riqueza*: *Consérvala.*

La vida es *amor*: *Disfrútala.*

La vida es un *misterio*: *Explórala.*

La vida es *promesa*: *Cúmplela.*

La vida es *tristeza*: *Supérala.*

La vida es un *himno*: *Cántalo.*

La vida es un *combate*: *Acéptalo.*

La vida es una *tragedia*: *Domínala.*

La vida es una *aventura*: *Conducela.*

La vida es *felicidad*: *Merécela.*

La vida es *vida*: *Defiéndela.*

Resumen

Uno de los transitorios más característicos de la CNAI es el denominado rechazo de carga. Se entiende por rechazo de carga la desconexión del turbogruppo de la red eléctrica. El controlador electrohidráulico de las válvulas de admisión de vapor a la turbina de alta presión debe actuar rápidamente de forma tal que la potencia entregada por el vapor en su expansión a través de la turbina sea la necesaria para el consumo interno de la Central. El desbalance existente entre la potencia generada y la requerida, causa que la turbina se acelere. La velocidad de giro del turbogruppo debe mantenerse dentro de ciertos límites, en caso contrario se producirá SCRAM del reactor o TRIP de turbina. Es entonces evidente la importancia de contar con un simulador que permita preveer el comportamiento del turbogruppo en situaciones no estacionarias desde el punto de vista tanto de seguridad como de operabilidad de la Central.

En este trabajo se presenta un simulador del turbogruppo de la CNAI. Para realizar el simulador se modelaron el regulador electrohidráulico de las válvulas de admisión de vapor a turbina y la parte térmica de turbina. La realimentación de la turbina con el controlador permitió obtener el modelo global del conjunto. El simulador fue programado tanto en entorno WINDOWS como en SIMULINK-MATLAB ®.

El modelo de la parte 'térmica' de la turbina puede además ser utilizado para realimentar el controlador electrohidráulico real durante las paradas programadas de la Central debido a que el código corre en tiempo real. Para probar esta parte del trabajo se realizaron ensayos con tarjetas de adquisición de datos disponibles en el laboratorio de la División Control del CAB.

La comparación de respuestas obtenidas usando el simulador con mediciones realizadas en rechazos de carga experimentales mostró buenos resultados.

Abstract

One of the most characteristic transients of Atucha Nuclear Power Plant is 'Load Rejection'. It is understood by Load Rejection the turbogroup's disconnection from the electrical grid. The electrohydraulic controller of the high pressure turbine's steam admission valves must act so that the power generated can reach quickly that which is needed to cover the internal requirements of the Nuclear Plant. The non-equilibrium condition between the power given off by the steam in its expansion through the turbine and that required causes the turbogroup to speed. The turbogroup's speed must be kept within certain limits, on the contrary reactor's SCRAM or turbine's TRIP will be produced. It is then evident the importance to count with a simulator to foresee the performance of the group in non-stationary situations from the viewpoint of both the Nuclear Plant's availability and security .

In this work a CNAI's turbogroup simulator is presented. To develop this simulator the controller and the thermal parts of the group were modeled. The controller's feedback with the turbine allowed us to obtain the group global model. The code was programmed in a WINDOWS platform as well as in SIMULINK-MATLAB ®

The turbine's thermal model can be attached to the real controller in maintenance scheduled shut downs of the Plant due to the fact that it can run in real time. Control Division Laboratory's data acquisition cards were programmed to obtain results about this part of the work.

Comparison of responses obtained using this simulator with measurements done in experimental load rejections shows good agreement.

Índice.

Índice.

1. Temas introductorios

- 1.1. Introducción.
- 1.2. Circuito secundario de la CNAI.
- 1.3. Controlador electrohidráulico de turbina.
- 1.4. Dispositivos de protección de la turbina de la CNAI.

2. Modelo termohidráulico

- 2.1. Modelo térmico de la turbina de la CNAI.
 - 2.1.1. Turbina de alta presión.
 - 2.1.2. Separador de humedad.
 - 2.1.3. Turbina de baja presión.
 - 2.1.4. Determinación de la velocidad angular en estados no estacionarios.
- 2.2. Comentarios.
- 2.3. Resultados del modelo térmico.

3. Modelo del controlador electrohidráulico.

- 3.1. Determinación de las funciones de transferencia de los bloques que componen el regulador electrohidráulico de turbina.
- 3.2. Resultados del modelo del controlador.

4. Modelo completo de la turbina devapor de la CNAI en Simulink- Matlab.

- 4.1. Uso del simulador en Simulink-Matlab.
- 4.2. Resultados de las simulaciones del modelo completo en Simulink-Matlab.
 - 4.2.1. Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia (290 MWatt).
 - 4.2.2. Rechazo de carga desde el 60 % de plena potencia (220 MWatt).

5. Modelo completo de la turbina de vapor de la CNAI en entorno WINDOWS.

- 5.1. Uso del simulador del turbogruppo de la CNAI en entorno WINDOWS
 - 5.1.1. Menú y SpeedBar
 - 5.1.2. Señales de entrada al programa
 - 5.1.3. Señales de salida del programa (Entradas al controlador electrohidráulico deturbina).
- 5.2. Rechazos de carga simulados en este entorno.
 - 5.2.1 Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia
 - 5.3.2. Rechazo de carga desde el 60% de plena potencia
- 5.3. Cambios de sollwert de potencia
- 5.4. Tiempos de simulación.

6. Conclusiones

Apéndice A.

- 1. Transductor de velocidad (S5008).
- 2. Filtro del transductor de velocidad (S5009).
- 3. Regulador de velocidad (S5007).
- 4. Sollwert de posición (Sumador-inversor) (S5011).
- 5. Regulador de apertura, parte derivativa (S5013).
- 6. Regulador de apertura, parte integradora (S5013).
- 7. Amplificador de potencia (S5007/S5011).
- 8. Conversor electrohidráulico (S5007/S5011).
- 9. Istwert de posición.
- 10. Formación del sollwert de potencia.
- 11. Istwert de potencia.
- 12. Regulador de potencia (S5006).
- 13. Del controlador electrohidráulico a las válvulas (S5006).

Temas introductorios.

1.1. Introducción

Uno de los transitorios más característicos a los que debe responder una Central Nuclear de generación eléctrica es el denominado 'rechazo de carga'. Se entiende por rechazo de carga la desconexión del turbogruppo de la red eléctrica.

En la CNAI se tienen previstas ciertas acciones automáticas para reducir en forma rápida la potencia entregada por el vapor de agua al expandirse en el interior de la turbina a un valor igual a la potencia necesaria para abastecer el consumo interno de la Central. El vapor de agua proveniente de los generadores de vapor de la Central pasa normalmente a través de las válvulas de admisión de vapor a la turbina que se encuentran en serie con las válvulas de cierre rápido. Cuando las válvulas de regulación no se encuentran totalmente abiertas, parte del vapor se deriva al condensador mediante las válvulas de by-pass de turbina. El flujo másico de vapor que ingresa a la turbina se controla regulando la posición del vástago de las válvulas de admisión a turbina. Esta posición es proporcional a la presión de aceite secundario dada por un controlador electrohidráulico. Este controlador se encarga de enviar la señal de cierre a las válvulas al detectar una brusca reducción de la potencia entregada a la red, junto con la orden de bajar la potencia del reactor al 60 % del valor inicial.

Es evidente que durante todo el transitorio de rechazo de carga existe un fuerte desbalance entre la potencia generada y la requerida. Este desbalance se traduce en oscilaciones de la velocidad de giro del eje del turbogruppo, la que debe mantenerse acotada entre ciertos valores para evitar que se sucedan distintas acciones que lleven a TRIP de turbina por actuación de las válvulas de cierre rápido como mecanismo de protección del turbogruppo contra sobrevelocidades o SCRAM del reactor por baja velocidad en las bombas del primario para evitar que éstas caviten. De ocurrir ésto la Central estará imposibilitada de volver a operación normal cuando se requiera. Se manifiesta entonces la relevancia que tiene la calibración del regulador electrohidráulico desde el punto de vista de operabilidad y seguridad de la Central.

El principal objetivo del trabajo que se presenta es el de suministrar una herramienta de simulación que permita obtener al evolución de los distintos parámetros del turbogruppo de la CNAI luego de producirse un rechazo de carga. De esta forma se podrán preveer respuestas del conjunto para distintas calibraciones del controlador.

Para obtener los modelos representativos del turbogruppo de la CNAI se dividió el trabajo en dos partes:

- **TERMOHIDRAULICA:** Dada la posición temporal de las válvulas se obtuvo un modelo que resulta en la evolución de la velocidad angular del eje del turbogruppo. El modelo consiste en considerar la turbina de alta presión, el separador de humedad y la turbina de baja presión de la CNAI como volúmenes de control. Las ecuaciones diferenciales involucradas surgen de considerar balances de conservación de masa, energía y momento angular. El código que describe la parte termohidráulica se programó en lenguaje C y se presenta en el capítulo 2.

- **CONTROL:** Dada la evolución temporal de la velocidad de giro del conjunto, se realizó un modelo del controlador electrohidráulico que resulta en la determinación del porcentaje de apertura de las válvulas de admisión de vapor a la turbina. El controlador se programó en SIMULINK-MATLAB. De esta forma es posible individualizar y manipular por separado cada bloque que compone el controlador. La forma en que se obtuvieron las ecuaciones y parámetros utilizados en el simulador se presentan en el capítulo 3.

Los resultados parciales de cada una de estas partes se compararon con mediciones realizadas durante rechazos de carga experimentales en junio y julio de 1992 y se presentan al final de los capítulos 2 y 3 respectivamente.

Con el programa en C que representa la turbina se realizó una DLL (Librería de Enlace Dinámico). Esto permitió que el modelo térmico de la turbina pudiera ser introducido como un bloque en SIMULINK, lo que hizo posible la realimentación del modelo del controlador. De esta forma se cuenta con un simulador autónomo del controlador de turbina que permite simular los efectos dinámicos de cambios en los coeficientes del controlador. El resultado de las simulaciones realizadas para validar el modelo completo y el uso del modelo en SIMULINK se describen en el capítulo 4.

El modelo que describe el comportamiento dinámico de la parte térmica de la turbina permite la realimentación del controlador electrohidráulico de la CNAI, ya que corre en tiempo real en una computadora con procesador tipo 80486 y 66 MHz de frecuencia. El programa cuenta con entorno windows y está ideado para que en el momento de su uso pueda ser 'enlazado' con funciones que contengan el código de comunicación con la tarjeta de adquisición de datos utilizada por el Departamento de Instrumentación y Control de la CNAI. Se realizaron ensayos con tarjetas de adquisición de datos del laboratorio de la división Control del CAB que se encontraban disponibles en el momento de la ejecución del trabajo. Los resultados obtenidos permiten predecir que el programa de simulación de la parte termohidráulica del trabajo podrá ser usado como interfaz con el controlador electrohidráulico real usándola con la tarjeta de adquisición de la CNAI.

Se programaron además las ecuaciones diferenciales representativas del controlador electrohidráulico en lenguaje C. Al disminuir notablemente el tiempo de cálculo fue posible realizar simulaciones introduciendo la dinámica de la regulación por potencia. En el capítulo 5 se desarrollan con más amplitud estos temas.

A continuación se describen el secundario de la CNAI [1], controlador electrohidráulico de posición de las válvulas de regulación [2] y los mecanismos de protección del turbogruppo [3] como temas introductorios al trabajo.

1.2. Circuito secundario de la CNAI

En la fig 1.1 se observa esquemáticamente la planta que se describe en esta sección. Deberá tenerse en cuenta que se ha dibujado solo un generador de vapor, un separador ciclónico y una etapa de baja presión para simplificar el dibujo. El plano del circuito secundario [4] puede ser consultado para un estudio más profundo del circuito.

El vapor que se produce en cada uno de los dos generadores de vapor de la CNAI es vapor saturado a 42,5 atm. de presión. Este vapor se conduce a través de tuberías paralelas a un colector y de allí hacia la turbina de alta presión (TAP). En caso de que las válvulas de admisión a la turbina no se encuentren totalmente abiertas, parte del vapor es conducido hacia el condensador mediante la apertura de las válvulas de by-pass al condensador.

El caudal de entrada a la turbina de alta presión se controla mediante la apertura o cierre de válvulas de regulación. Cada una de estas cuatro válvulas se encuentra en serie con una válvula de cierre rápido. El porcentaje de apertura de las válvulas reguladoras está determinado por el controlador electrohidráulico.

En el interior de la turbina se produce la expansión de vapor con la consecuente aparición de vapor húmedo. Esta humedad tiene efectos adversos ya que causa la corrosión de los álabes de la turbina, motivo por el cual existen purgas de agua tanto en la etapa de baja como de alta presión de la turbina.¹, además de reducirse el contenido de humedad del vapor de admisión a la turbina de baja presión (TBP) mediante separadores de humedad. Los separadores de humedad son del tipo ciclónico. Las gotas de agua son separadas de la corriente principal por fuerza centrífuga. Con los separadores de humedad también se logra aumentar la eficiencia termodinámica del ciclo.

La TBP se compone de tres unidades paralelas, es decir el caudal de vapor de salida de los separadores de humedad se divide en tres corrientes, cada una de las cuales entra a unidades separadas de la TBP. De cada etapa de baja presión se realizan tres extracciones, además de las purgas ya mencionadas. Estas extracciones son utilizadas como fuente caliente en precalentadores del líquido que se dirige hacia los generadores de vapor.

¹ Las purgas se utilizan para precalentar el agua de alimentación a los generadores de vapor.

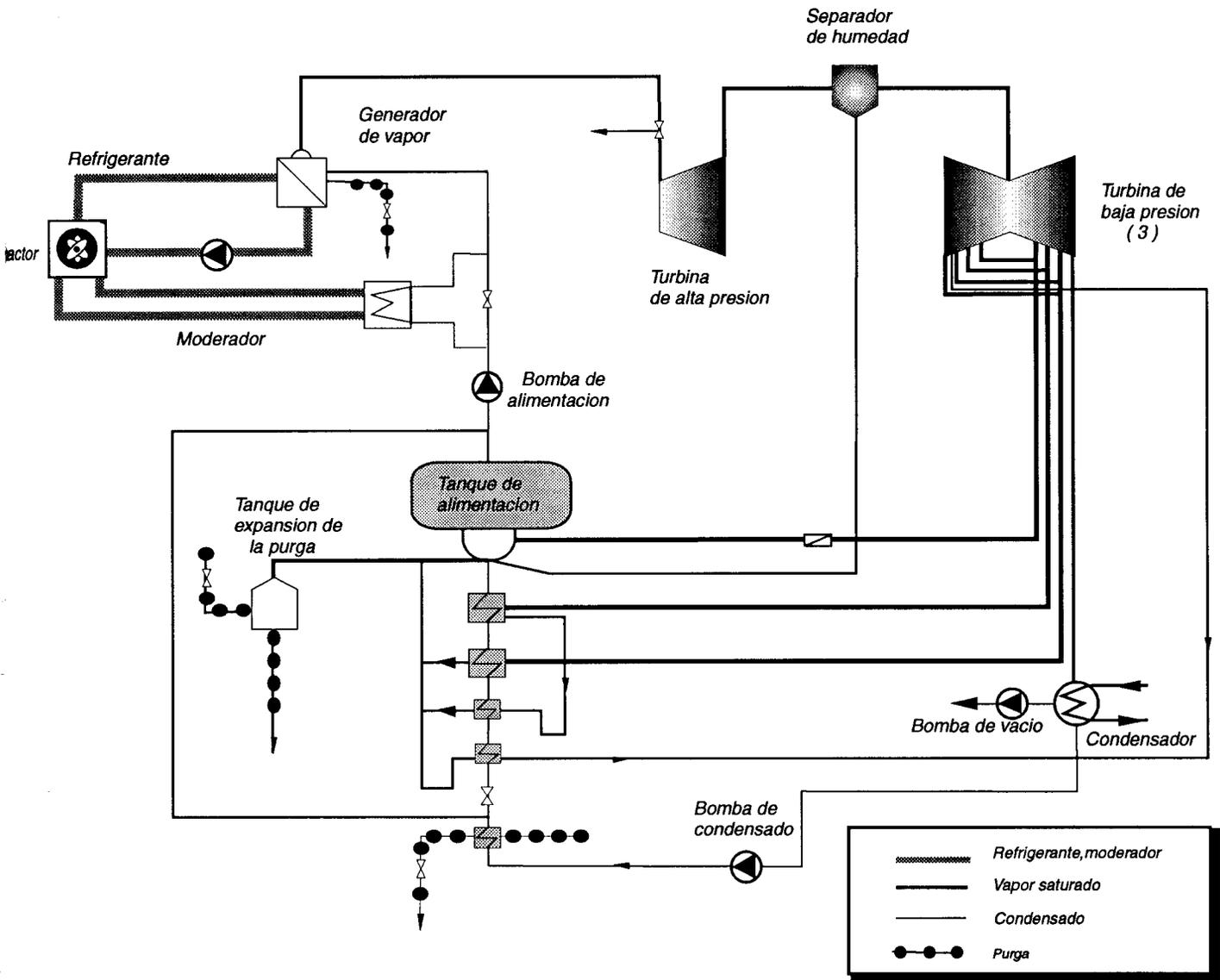


Fig 1.1. Circuito secundario de la CNAI

Debajo de cada etapa de la turbina de baja presión se encuentra un condensador, los que están entrelazados del lado del vapor, formando de esta forma una única unidad. El agua de refrigeración se deriva del río Paraná a través de un canal abierto de toma. El condensador está diseñado de forma tal que, después de desconectada la turbina, pueda absorber la totalidad del vapor generado con el reactor al 60 %. Así se está en situación de evitar que se desconecte el reactor, en caso de desconexión limitada del turbogruppo.

Mediante un generador sincrónico trifásico acoplado directamente a la turbina se produce energía eléctrica, produciéndose a plena potencia 360 Mwatt, de los cuales 21 Mwatt son usados para consumo interno.

1.3 Controlador electrohidráulico.

El controlador electrohidráulico (ref. [5,6]) regula la apertura de las válvulas de admisión de vapor a turbina a través de mediciones de frecuencia, potencia y presión, tal como se muestra en forma simplificada en la figura 1.2:

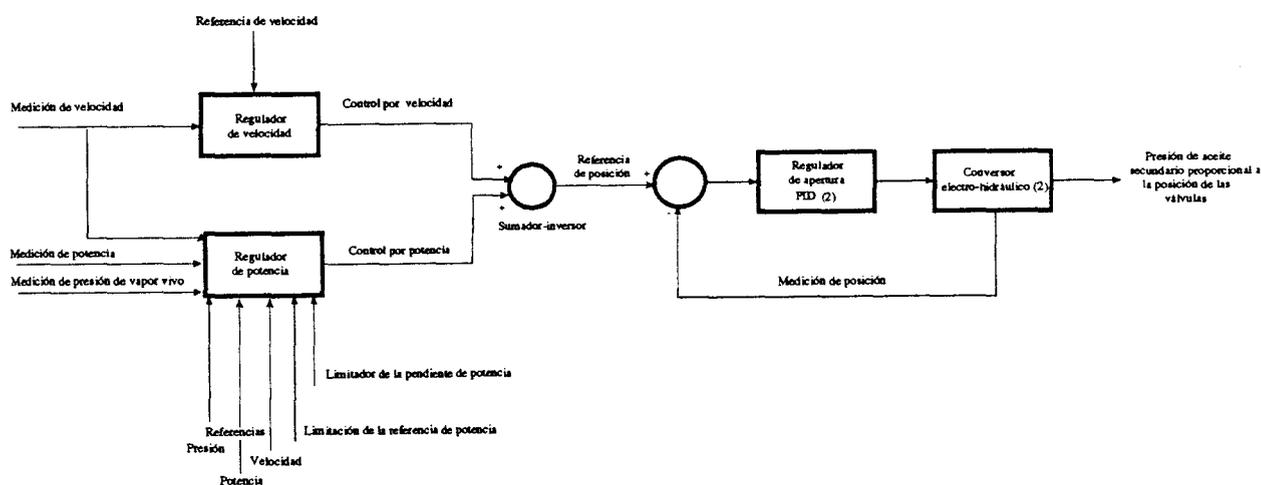


Figura 1.2. Esquema simplificado del regulador electrohidráulico de turbina

La referencia de posición de las válvulas de regulación de caudal de entrada a la TAP surge de la suma de las referencias provenientes de un controlador por potencia y uno por velocidad. Durante operación normal la señal dominante es la del regulador por potencia debido a que el operador pone la referencia de velocidad de forma que el error entre la referencia y la medición de velocidad (50 Hz en estado estacionario) forme la consigna de apertura de las válvulas que permita un caudal de vapor de entrada a la TAP que al expandirse a través de la turbina entregue la potencia necesaria para consumo interno (21 Mwatt eléctricos). Es entonces evidente la razón por la cual en caso de detectarse un

rechazo de carga salta un relé de salto de carga que desconecta el controlador de potencia del resto del controlador electrohidráulico. La referencia de posición es luego comparada con la posición real de las válvulas. El error en la posición es controlado por un compensador del tipo PID al que se le denomina regulador de apertura. La salida de este regulador es la señal de tensión que es transformada mediante conversores electrohidráulicos en una presión de aceite secundario que comanda la apertura de las válvulas de regulación.

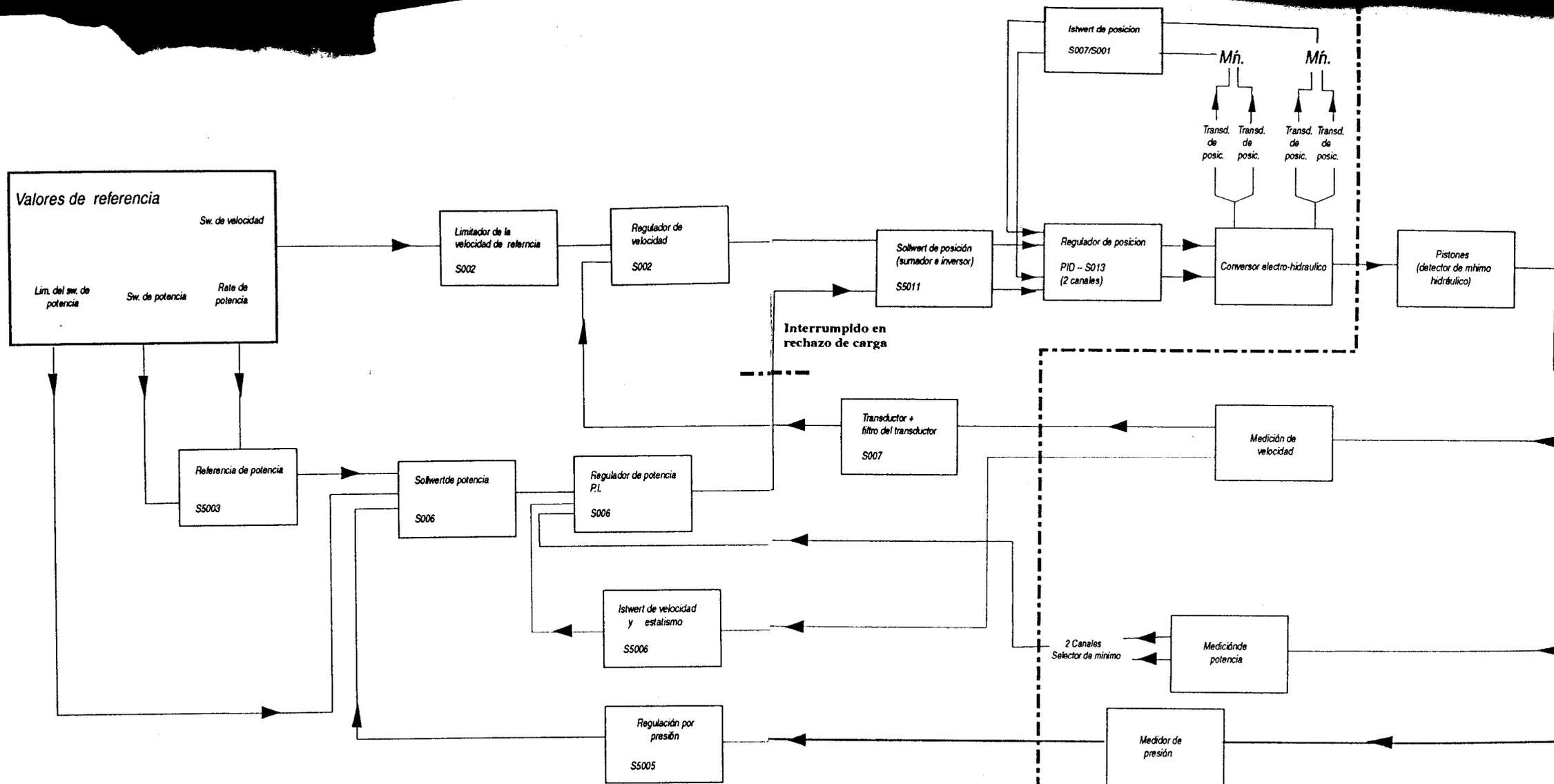
El controlador consta de los siguientes bloques :

- Sollwert (referencia) de velocidad (S5002).
- Istwert (medición) de velocidad (S5008 / 9).
- Transductor de velocidad (S5008).
- Filtro del transductor de velocidad (S5009).
- Regulador de velocidad (S5007).
- Sollwert de potencia (S5003).
- Limitador de la rampa de potencia (S5004).
- Estatismo (S5009).
- Regulador de presión (S5005).
- Regulador de potencia (S5006).
- Istwert de posición (S5007 / S5011).
- Sollwert de posición (sumador-inversor) (S5007 / S5011).
- Regulador de apertura (S5013).
- Amplificador de potencia (S5013).
- Conversor electro-hidráulico (S5007 / S5011).

La forma en que funciona el controlador, la función de cada uno de los bloques presentados y la formación de señales se describe a continuación en forma más detallada (se recomienda seguir la explicación con la fig.1.3):

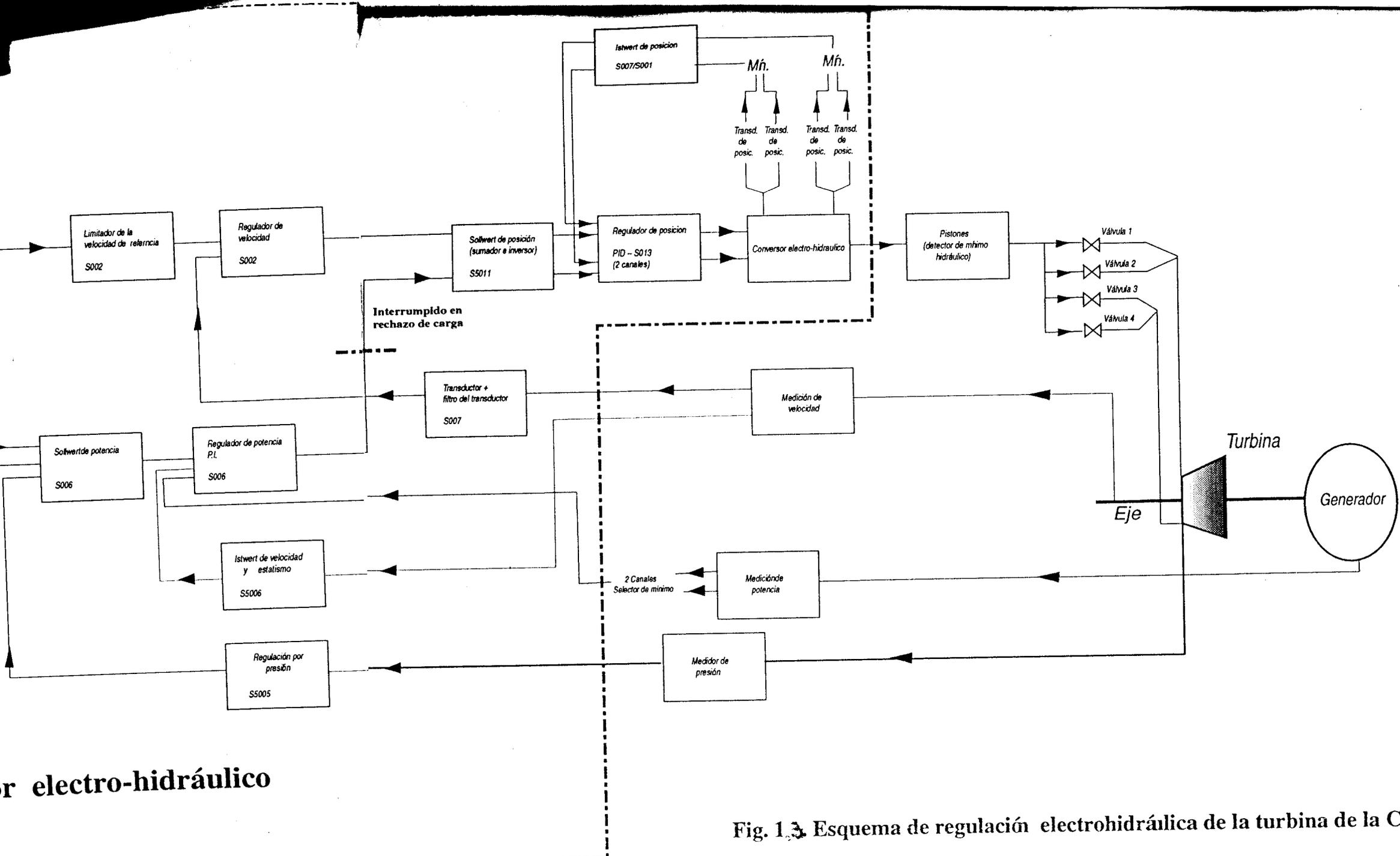
La **medición de la velocidad de giro** del turbogruppo se realiza mediante generadores de efecto Hall. La señal es recibida por un **transductor de velocidad**, mediante el cual se transforma en una tensión proporcional que entra a un **filtro** cuyo objetivo es la eliminación de ruido. En el **regulador de velocidad** se suma esta tensión con la proveniente del **sollwert de velocidad**, la que, exceptuando los transitorios de puesta en marcha de la turbina, permanece fija. El sollwert de velocidad es un valor de referencia puesto por el operador de manera tal de que en caso de rechazo de carga la posición de las válvulas reguladoras sea aquella que permita que la potencia generada sea la necesaria para consumo interno.

El controlador de velocidad se usa al comienzo y fin de cada ciclo de funcionamiento de la turbina, sincronizado y operación en caso de emergencia.



Regulador electro-hidráulico

Fig. 1.3 Esquema de regulación el



r electro-hidráulico

Fig. 1.3. Esquema de regulación electrohidráulica de la turbina de la CNAI

El *sollwert de posición* se forma al sumar las señales provenientes del regulador de velocidad y el de potencia. La forma en que se construyen estas señales se describe a continuación.

El operador fija el valor de *referencia de potencia*. La rampa de potencia es limitada mediante un dispositivo *limitador de potencia*, cuya pendiente es también un valor de referencia puesto por el operador. La dinámica de estos sistemas juega un papel relevante solo en transitorios de arranque de turbina o cambios de potencia moderados (no rechazo de carga, en el cual no se controla la apertura de las válvulas por potencia, sino por velocidad). El valor de *sollwert de potencia* surge de la suma de las señales de referencia de potencia, presión y estatismo.

El *controlador de presión* forma una señal proporcional a la desviación de presión con respecto a un valor de referencia. La función característica a la salida de este controlador depende del modo en que se está trabajando, es decir si el seguimiento de carga es por reactor o por turbina y se muestra en la figura 1.4. (ver ref. [8] para ampliar el tema)

La tercer referencia que recibe el sollwert de potencia es una función lineal de la frecuencia. La curva de *estatismo* se muestra en la figura 1.5.

Los tres valores de referencia descriptos (potencia, presión, frecuencia) se suman para formar el valor de referencia de potencia, el que está limitado por una señal colocada por el operador, que se ubica aproximadamente un 10 % por encima del valor de potencia requerido (*limitador de la referencia de potencia*).

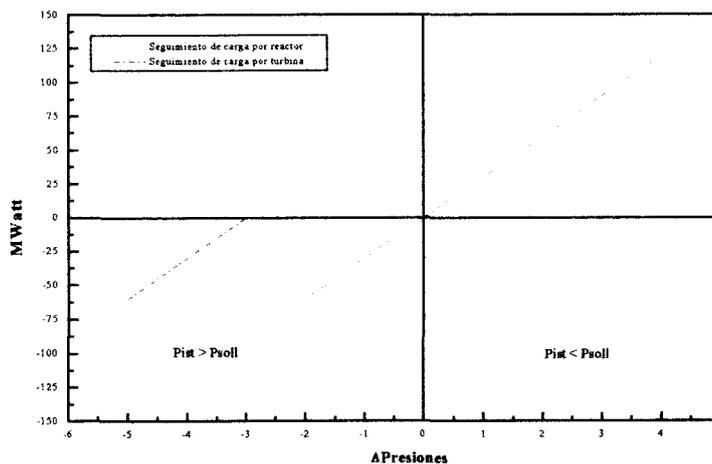


Fig 1.4. Curva representativa del regulador de presión en estado estacionario en sus dos modos de trabajo. La escala de las ordenadas (en Mwatt) representa la potencia equivalente que se adiciona o sustrae de la referencia de potencia puesta por el operador para formar la señal de entrada al regulador de potencia

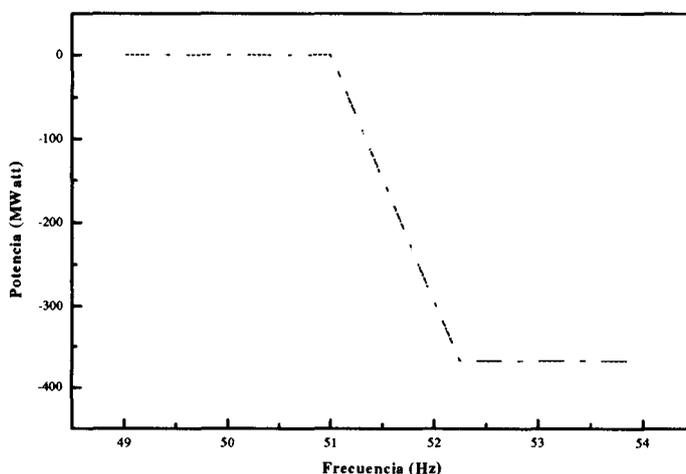


Fig. 1.4 Curva de estadismo.

La escala de las ordenadas (en Mwatt) representa la potencia equivalente que se adiciona o sustrae de la referencia de potencia puesta por el operador para formar la señal de entrada al regulador de potencia

La **potencia** de la turbina es **sensada** por un circuito multiplicador de Hall, para ser luego comparada con el **sollwert** en el **regulador de potencia** (es un compensador integrador de error). La señal de salida de este regulador entra al **sollwert de posición**, donde tiene un efecto aditivo con la proveniente del regulador de velocidad para formar el valor de consigna de la posición de las válvulas.

El **sollwert o consigna de posición** es comparado luego con el **istwert o medición de posición** (se toma como valor real de apertura de las válvulas la posición de un pistón de seguimiento del convertor E-H). La tensión resultante es recibida por el **convertor electrohidráulico** (E-H), previa elaboración en el **regulador de apertura** (compensador del tipo PID) y amplificación en el **amplificador de potencia**. En este bloque del controlador, se trabaja con dos canales. A cada canal, le corresponde un convertor E-H.

El convertor E-H es el miembro de unión entre la parte eléctrica y la hidráulica [8]. Por medio de éste dispositivo la tensión proveniente del regulador de apertura se transformará en una presión de aceite secundario proporcional a la misma. Esta presión comanda la apertura de las válvulas reguladoras.

En caso de rechazo de carga el regulador de potencia se desconecta. La apertura de las válvulas de regulación queda solo determinada por el regulador de velocidad.

En la figura 1.3. se observa esquemáticamente el regulador descrito.

1.4. Dispositivos de protección del turbogruppo.

Cada una de las cuatro válvulas reguladoras de caudal de vapor que entra a la TAP se encuentra en serie con válvulas de cierre rápido. Normalmente estas válvulas se encuentran abiertas, dejando que las válvulas reguladoras controlen el caudal de vapor a la turbina. Estas válvulas se cerrarán impidiendo el ingreso de vapor a la turbina, cuando se detecte alguno de los siguientes fenómenos:

- Desplazamiento axial del eje.
- Bajo vacío en el condensador.
- Sobrevelocidad del turbogruppo.

El objetivo de las válvulas de cierre rápido es entonces el de proteger al turbogruppo. En el caso que nos concierne el mecanismo por el cual se puede disparar el *cierre rápido de turbina es por sobrevelocidad del turbogruppo*. El mismo se producirá si:

1. Velocidad de giro supera 115 %.
2. Velocidad de giro supera 106 % y alguna de las cuatro válvulas de regulación se encuentra abierta o la presión de vapor vivo de admisión a turbina supera un valor predeterminado.
3. Velocidad de giro supera 108 % y alguna de las cuatro válvulas de regulación se encuentra abierta o la presión de vapor vivo de admisión a turbina supera un valor predeterminado.

El control de sobrevelocidad tiene una cierta histéresis. Normalmente cuando la sobrevelocidad alcance un 106% se activa el mecanismo de sobrevelocidad pero no se dispara el cierre rápido de turbina debido a que las válvulas se encuentran cerradas. El control por sobrevelocidad no se repone hasta que la velocidad alcanza el 103 %. Cuando la velocidad comienza a bajar, es posible que las válvulas reguladoras se abran antes que la velocidad alcance el 103 %, por lo que existe un dispositivo de retención que impide que se produzca el cierre rápido si se ha detectado un cierre de las válvulas reguladoras seguido de la activación de los mecanismos de protección contra velocidad. ¿Qué pasaría si antes de alcanzar el 103 % la velocidad comienza a subir? Los mecanismos de protección se encontrarían bloqueados y no actuarían cuando la velocidad vuelva a alcanzar el 106 %. Es este el motivo por el cual el interruptor de retención es accionado hasta un valor límite del 108 % y esto explica la diferencia entre las condiciones dadas en los puntos 2. y 3. de disparo de cierre rápido.

Las causas por las cuales la velocidad del turbogruppo aumenta al producirse un rechazo de carga son el retardo al cerrar de las válvulas reguladoras, el vapor que aporta el líquido condensado que hay en las paredes y acumuladores de agua y la expansión del vapor

inicialmente en la turbina. Por este motivo las *protecciones que tienden a mantener lo más bajo posible la sobrevelocidad* del turbogruppo son:

- dispositivos de seguridad contra retorno de los precalentadores (válvulas antirretorno).
- dispositivos de seguridad contra el retorno de agua desde los colectores y acumuladores de agua de los ciclones recolectores de vapor.

Estas medidas tienden a evitar que se provea agua que se vaporice durante el transitorio aportando energía extra.

Una medida automática importante que se toma al detectarse un rechazo de carga es :

- rotura de vacío del condensador con entrada de aire.

El valor de presión al que se llega en el condensador es tal que no se activan los mecanismos de cierre rápido por bajo vacío en el condensador.

Modelo termohidráulico.

Modelo termohidráulico

Se modeló el circuito secundario de la turbina de vapor de la CNAI desde las válvulas de admisión de vapor a la TAP hasta el condensador.

El sistema se describe en base a considerar la TAP, TBP y el SH como volúmenes de control para los que se plantean ecuaciones de conservación de masa y energía, utilizando además ciertas relaciones algebraicas y propiedades del agua y su vapor.

Se ajustaron los parámetros del modelo en base a la respuesta en frecuencia del turbogruppo al tener como entrada al programa la evolución de las posiciones de cada una de las válvulas durante el transitorio de rechazo de carga y la evolución de presión de vapor vivo y en el condensador. El código fue programado en lenguaje C debido al requisito de que corriese en tiempo real para que pudiese usarse como realimentación del controlador real.

En este capítulo se describe el modelo termohidráulico que representa al turbogruppo de la CNAI utilizado para realizar el simulador y los resultados obtenidos del ajuste de los parámetros del mismo comparando sus resultados simulados con las mediciones disponibles.

2.1. Modelo térmico de la turbina de la CNAI.

Las *hipótesis* más relevantes del modelo son:

- Flujo isoentrópico a través de las válvulas de admisión de vapor vivo a la turbina de alta presión.
- Se consideró un modelo unidimensional homogéneo (mezcla homogénea del vapor con el líquido saturado).
- Simplificación de los dos separadores de humedad en un único volumen de control; lo mismo se hizo con las tres etapas de baja presión.
- No se consideraron las variaciones de eficiencia termodinámica de la turbina ante cambios de potencia.

COMENTARIO: La nomenclatura utilizada se encuentra al final del capítulo

- Relación lineal entre la eficiencia de extracción y la diferencia de presiones entre el separador de humedad y el tanque de alimentación.
- Se desprecian las variaciones de energía cinética y energía potencial en los balances de energía representativos de los tres volúmenes de control.
- No se considera la transferencia de calor entre el líquido saturado que pudiese haber y las estructuras internas en contacto con el vapor de agua; los tres volúmenes de control se consideran adiabáticos.
- No se consideran flujos en contra-corriente que pudiesen existir durante el transitorio considerado.

2.1.1. Turbina de alta presión

El vapor proveniente del generador de vapor entra a la turbina de alta presión a través de las válvulas reguladoras. No se modela la purga de líquido condensado de la TAP, por ser ésta de bajo caudal y flujo entálpico respecto al caudal principal¹, por lo tanto la TAP se considera como un volumen de control con una entrada y una única salida.

La dinámica del fluido en este VC se describe mediante las siguientes ecuaciones [9,10,11]:

$$\frac{dm_v}{dt} = \sum_1^{n_e} M_e - \sum_1^{n_s} M_{s,ext} \quad (1)$$

$$\frac{d(m_v \cdot h_v)}{dt} = M_e \cdot h_e - M_s \cdot h_s - Pot + V \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2)$$

$$m_v = \frac{V}{v_v} \quad (3)$$

$$h_v = x \cdot h_g(P) + (1-x) \cdot h_f(P) \quad (4)$$

$$v_v = x \cdot v_g(P) + (1-x) \cdot v_f(P) \quad (5)$$

Las ecuaciones (1) y (2) representan las ecuaciones de conservación de masa y energía respectivamente. En la ecuación de balance de energía se despreciaron las variaciones de energías cinética y potencial del fluido al pasar a través del volumen de control que representa la TAP. El sistema se considera adiabático. La (3) tiene en cuenta que la masa

¹ El caudal de purga de la TAP representa el 1.7 % del caudal total, y el flujo entálpico el 0.3%.

de la turbina es igual a la relación entre el volumen de la turbina (constante) y el volumen específico medio del vapor húmedo en el interior de la misma . Las ecuaciones (4) y (5) son simples cálculos de la entalpía específica y volumen específico del vapor húmedo, conociendo estas propiedades para el líquido y el vapor saturado a la presión P (representativa del volumen de control) y el título de vapor. Las funciones que aproximan estas propiedades termodinámicas del agua se incorporaron como funciones del programa [12].

Las condiciones a la entrada y a la salida de este volumen de control son:

- Flujo másico de entrada de la TAP: función de la posición de las válvulas.
- Flujo másico a la salida de la TAP [13,14]:

$$M_s = M_s^0 \sqrt{\left(\frac{P_1}{v_1}\right)\left(\frac{v_1^0}{P_1^0}\right)} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{P_2^0}{P_1^0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}} \quad (6)$$

El subíndice 1 hace referencia al VC 1 es decir, a la etapa de alta presión, mientras que el 2 al separador de humedad.

Se considera que el vapor se comporta isoentrópicamente a través de la tubería de entrada a la turbina de alta presión, por lo tanto:

- Entalpía de entrada a la turbina de alta presión (después de las válvulas):

$$h_e = h_{GV}^{isoentrópico} \quad (7)$$

La presión del vapor vivo proveniente del generador de vapor es leída desde un archivo que contiene la evolución de presión del GV durante un transitorio de rechazo de carga experimental efectuado en junio de 1992.

- Entalpía de salida de la turbina de alta presión:

$$h_s = h_e + \eta \cdot (h_s^{iso} - h_e), \text{ donde } h_e = h_{GV} \quad (8)$$

h_s^{iso} es la entalpía que correspondería al proceso de expansión a la salida de la etapa considerada, si el proceso fuese isoentrópico, como se observa en la figura 2.1.

La potencia extraída de la TAP en transitorio se aproxima mediante la siguiente expresión [15]:

$$Pot = \frac{M_e + M_s}{2} (h_e - h_s) \tag{9}$$

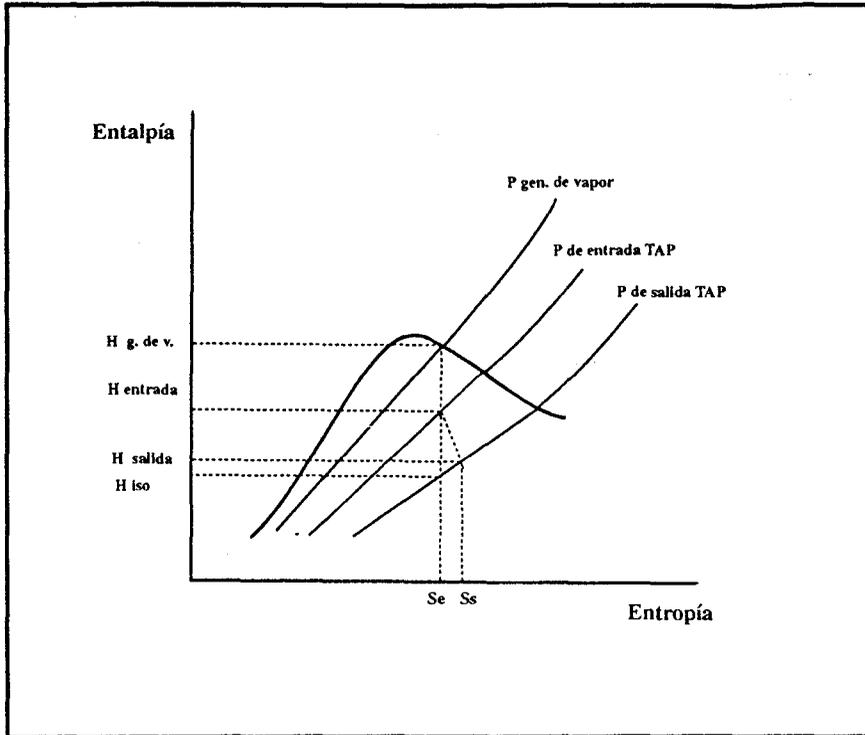


Fig. 2.1 Diagrama de Mollier mostrando un proceso isoentrópico a través de las válvulas de admisión de vapor a la turbina de alta presión y un proceso de expansión politrópica en el interior de la turbina.

2.1.2. Separador de humedad

Las ecuaciones que se plantean son las de balance de masa y energía, similares a las descritas para la turbina de alta presión. Obviamente en la ecuación de conservación de energía no aparece el término de potencia. Se tiene en cuenta además la extracción de agua hacia el tanque de alimentación.

Las condiciones de contorno :

- Flujo másico de entrada :

$$M_e = M_{s,TAP} \tag{10}$$

- Entalpía de entrada:

$$h_e = h_{s,TAP} \quad (11)$$

- Flujo másico extraído:

$$M_{ext} = M_e (1 - x_e) \eta_{ext} \quad (12)$$

donde η_{ext} es la eficiencia de extracción de líquido del flujo másico de entrada al separador de humedad. Esta eficiencia se supuso lineal con la presión, desde 0,8768 para 5.7 atm hasta 0 cuando la presión iguala a la del tanque de alimentación, es decir 2,3 atm.

- Entalpía de extracción:

$$h_{ext} = h_f(P) \quad (13)$$

- Flujo másico de salida :

$$M_e = \frac{A}{\sqrt{K}} \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_{SH}}{v_{SH}} \cdot \left(\left(\frac{P_{TBP}}{P_{SH}} \right)^{\frac{2}{\gamma+1}} - \left(\frac{P_{TBP}}{P_{SH}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \right)} \quad (14)$$

- Entalpía de salida :

$$h_s = x_s h_v + (1 - x_s) \cdot h_f, \text{ con } x_s = \frac{x_e}{1 - \eta_{ext}(1 - x_e)}, \quad (15)$$

donde se considera que el flujo másico de entrada al separador de humedad y su correspondiente entalpía igualan al flujo másico de salida de la turbina de alta presión y su entalpía respectivamente.

2.1.3 Turbina de baja presión

La turbina de baja presión (TBP) se representa por un volumen de control (VC) con una entrada, una única extracción y la salida hacia el condensador.

Las ecuaciones diferenciales empleadas son equivalentes a las que representan la TAP.

Las condiciones de contorno, en este caso se calculan con las siguientes ecuaciones:

- Flujo másico de entrada:

$$M_e = M_{s,SH} \quad (16)$$

- Entalpía de entrada:

$$h_e = h_{s,SH} \quad (17)$$

- Flujo másico de extracción:

$$M_{ext} = M_{ext}^o \cdot \sqrt{\left(\frac{P_1}{v_1}\right) \left(\frac{v_1^0}{P_1^0}\right)} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{P_2^0}{P_1^0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}} \quad (18)$$

los subíndices 1 y 2 representan la TBP y el tanque de alimentación respectivamente.

- Entalpía de extracción

$$h_{ext} = h_{TBP} \quad (19)$$

• Para la salida de la TBP, el flujo másico está dado por la (6), donde P_1 representa la presión representativa de la turbina de baja y P_2 es la presión del condensador. Esta última es un dato de entrada al programa de simulación y es igual a 0,045 atm, exceptuando el tiempo desde que se produce el rechazo. Durante este transitorio la presión llega a 0,12 atm. debido a que los relés de salto de carga dan orden de apertura a las válvulas de vacío, impidiendo de esta forma una excesiva aceleración de la turbina.

- Entalpía de salida de la TPB:

$$h_s = h_e + \eta \cdot (h_s^{iso} - h_e) \quad (20)$$

La potencia extraída de la TBP se aproxima mediante de la siguiente expresión:

$$Pot = (M_e - M_{ext}) \cdot (h_e - h_s) + M_{ext} \cdot (h_e - h_{ext}) \quad (21)$$

2.1.4. Determinación de la velocidad angular en situaciones no estacionarias

Las ecuaciones que describen el comportamiento de la turbina de la CNAI tienen por objetivo permitir encontrar el estado termodinámico en cada uno de los volúmenes de control considerado. De esta forma se podrán calcular los flujos másicos y entalpías necesarias para encontrar las potencias entregadas por el vapor en las turbinas de alta y baja presión. Una vez obtenidas estas potencias se estará en condiciones de obtener la evolución de velocidad angular mediante la resolución de la ecuación de conservación del momento angular del turbogruppo:

$$I w \frac{dw}{dt} = Pot_{TAP+TBP} - Pot_{ele} \left(\frac{w}{w^0} \right)^3 - B \left(\frac{w}{w^0} \right)^2 \quad (22)$$

Esta ecuación establece que la derivada temporal del momento cinético, $I \frac{dw}{dt}$, iguala al torque neto representado por: $\frac{Pot_{TAP+TBP}}{w} - \frac{Pot_{ele}}{w} \left(\frac{w}{w^0} \right)^3 - \frac{B}{w} \left(\frac{w}{w^0} \right)^2$

El primer término de la (22) es la suma de las potencias entregadas por el vapor en las turbinas de baja y alta presión representadas por las ecuaciones (9) y (21) respectivamente. El segundo término de la (22) representa el torque eléctrico. Luego de producirse el rechazo de carga este término representa la potencia necesaria para abastecer el consumo interno de la Central, principalmente equipos de bombas, por lo que se considera proporcional al cuadrado de la velocidad de giro del turbogruppo. El tercer término tiene en cuenta el torque por fricción el cual es proporcional a la velocidad de giro del eje de la turbina.

La inercia del turbogruppo fue obtenida a partir de la derivada de la velocidad angular del turbogruppo en el instante de producirse el rechazo de carga y usando la ecuación (22).

En el código de simulación el término Pot_{ele} a partir del momento en que se produce el rechazo de carga se calcula como:

$$e^{-(t-T_{Rechazo})/\tau} (Pot_{ele}^0 - 21) + 21 \text{ MWatt} \quad (23)$$

la constante de tiempo, τ , usada es 0,53 segundos y fue obtenida a partir de mediciones de rechazos de carga realizadas en julio de 1992.

2.2. Comentarios

En el capítulo 1 se comentó la importancia de contar con un modelo termodinámico que represente la dinámica del turbogruppo en un rechazo de carga y que pudiese correr en tiempo real. Este es uno de los motivos por el cual se eligió representar el sistema con el modelo sencillo descrito en la sección 2.1, además de la dificultad de obtener datos tales como ángulos y grado de acción para cada etapa, valores de parámetros termodinámicos en etapas intermedias, etc. [10,16], necesarios para considerar efectos complejos como existencia de condensado, cambios en eficiencia termodinámica de la turbina, transferencia térmica, etc.

Debido a que no se tenían muchos de los datos necesarios para el modelo, éstos fueron estimados. Entre los parámetros más significativos que fueron estimados se encuentran los volúmenes de los componentes del turbogruppo, los que no se sabían con exactitud y la curva flujo másico de vapor a través de las válvulas reguladoras vs. apertura de válvulas, la que se obtuvo a partir de cuatro puntos medidos en junio de 1994 durante una pasantía en la CNAI. En ese momento se estaba reduciendo potencia con el objeto de llevar a cabo una parada programada de mantenimiento e inspección.

La hipótesis de considerar el flujo de admisión de vapor a turbina proporcional a la posición de las válvulas reguladoras equivale a considerar que el flujo se encuentra 'bloqueado'. Esto sería posible si el área de pasaje de vapor a través de las válvulas fuese aproximadamente tres veces menor que el área de las tuberías de vapor vivo desde los generadores de vapor hacia la TAP.

La alta velocidad de expansión del vapor a través del sistema, se traduce en retardos muy pequeños aún en volúmenes muy grandes como el del separador de humedad. Este hecho junto con la obtención de buenos resultados hace que se considere válido el modelo de turbina elegido.

Tal como se mencionó al hacer referencia a los mecanismos de protección del turbogruppo en el capítulo 1, entre las causas por las cuales el turbogruppo se acelera en caso de producirse un rechazo de carga están la expansión del vapor existente en la turbina y la vaporización del líquido que pudiese haber en forma de condensado en las paredes de la turbina y acumuladores de agua. Si bien no se consideró explícitamente la existencia de agua condensada se vio el efecto de tener volúmenes de los componentes del turbogruppo más grandes, equivalente a tener mayores cantidades de vapor disponibles durante el transitorio de rechazo de carga. Teniendo la posición de las válvulas fija (entrada al programa) se vio que la sobrevelocidad inicial variaba al cambiar las dimensiones de los volúmenes de control, especialmente el volumen de la TAP. Mayor será la inercia térmica de la turbina cuanto más agua exista. Este resultado pone en evidencia que el comportamiento de la turbina durante el transitorio de rechazo de

carga no solo dependerá de la calibración del regulador electrohidráulico, sino también de la cantidad de agua existente en el interior del conjunto. Si bien éste dato no puede medirse en la Central, es de esperar que la cantidad de agua no cambie mucho si no varían significativamente las condiciones de operación.

2.3 Resultados del modelo térmico

Dada la curva de evolución de la posición de las válvulas posterior a un rechazo de carga, se programaron las ecuaciones descritas en la sección 2.1. El objetivo era obtener la evolución temporal de frecuencia de la turbina, para luego realimentar el regulador electrohidráulico. Se utilizó para la integración del sistema una rutina Runge Kutta de orden 4 con paso de tiempo constante y la programación se hizo en lenguaje C.

Para un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia se presenta la evolución real de las válvulas en la figura 2.2. Para este rechazo de carga (único documentado, a excepción de una desde el 60 % del cual no se tiene la posición temporal de las válvulas) se obtuvo la evolución en frecuencia de la figura 2.3. En este último gráfico se superponen la curva medida por personal del departamento de Instrumentación y Control de la CNAI y la obtenida al hacer uso del código numérico. Cabe destacar que para el caso presentado se muestra un buen ajuste, sin embargo se debería comparar este resultado con una gran cantidad de rechazos de carga para asegurar la confiabilidad del programa, ya que se estimaron un gran número de parámetros por carecer de la información necesaria.

Nomenclatura

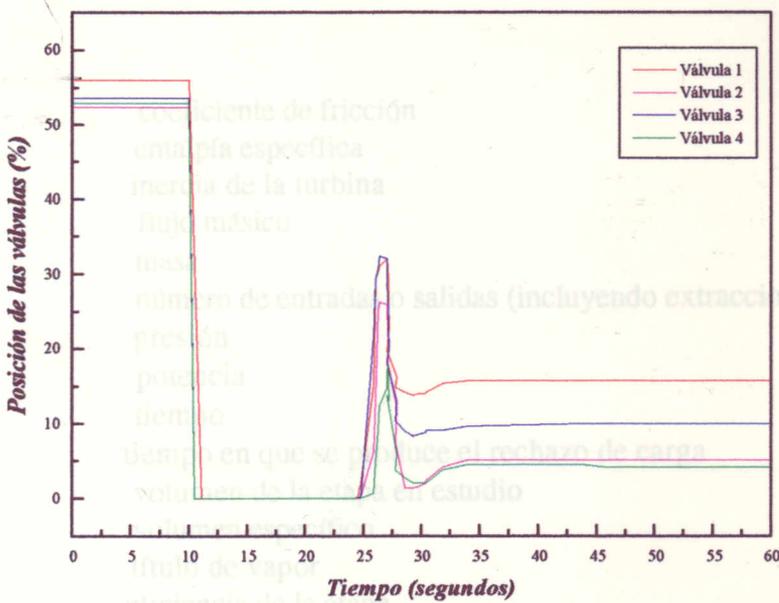


Fig. 2.2 Posición real de las válvulas de admisión de vapor a la turbina de alta presión en un transitorio de rechazo de carga producido en t=10.0 segundos.

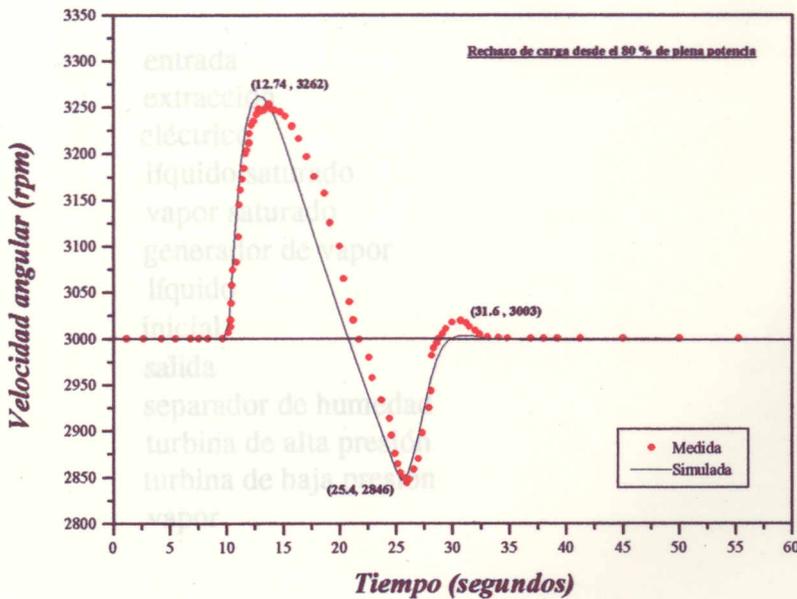


Fig. 2.3. Gráfico comparativo entre la velocidad de giro del eje de la turbina medido por personal de la CNAI y el obtenido en una simulación.

Nomenclatura

B	coeficiente de fricción
h	entalpía específica
I	inercia de la turbina
M	flujo másico
m	masa
n	número de entradas o salidas (incluyendo extracciones)
P	presión
Pot	potencia
t	tiempo
TRechazo	tiempo en que se produce el rechazo de carga
V	volumen de la etapa en estudio
v	volumen específico
x	título de vapor
η	eficiencia de la etapa
ω	velocidad angular

Subíndices

e	entrada
ext	extracción
ele	eléctrico
f	líquido saturado
g	vapor saturado
GV	generador de vapor
l	líquido
o	inicial
s	salida
SH	separador de humedad
TAP	turbina de alta presión
TBP	turbina de baja presión
v	vapor

Supraíndices

iso	correspondiente al proceso isoentrópico
o	inicial

Modelo del controlador electrohidráulico.

Modelo del controlador electrohidráulico.

El controlador electrohidráulico se modeló a partir de la determinación de las funciones de transferencia de cada bloque que lo compone. Una vez modelado cada circuito electrónico por separado se unieron todos los bloques. De esta manera se tiene el modelo completo del controlador electrohidráulico.

La entrada principal al modelo del controlador es la evolución de velocidad del turbogruppo de la CNAI. Para realizar esta parte del trabajo se utilizó una evolución medida durante un rechazo de carga desde 80 % de plena potencia producido en junio de 1992. Se compararon la evolución de la posición de las válvulas reguladoras medidas en esa oportunidad con la resultante de las simulaciones. Este fue el único rechazo de carga que pudo ser usado para validar los modelos en esta etapa del trabajo debido a que se tenía la evolución de posición de las válvulas y de velocidad. Se tiene información acerca de un rechazo de carga desde el 60 % de plena potencia, equivalente a 220 Mwatt-eléctricos. De este rechazo de carga se cuenta solo con la evolución de velocidad durante el transitorio y se utiliza para validar los modelos completos en los capítulos 4 y 5.

Se resalta el hecho que las funciones de transferencia de los circuitos electrónicos que componen el controlador electrohidráulico fueron obtenidas a partir de protocolos de setiembre de 1993, mientras que los resultados globales se compararon con un rechazo de carga de 1992, único disponible. Por este motivo se destaca que lo que se pretende fundamentalmente es presentar una metodología de trabajo. No obstante los resultados obtenidos son buenos.

3.1. Funciones de transferencia de los bloques que componen el regulador electrohidráulico.

La función de cada uno de los bloques que compone el regulador electrohidráulico de turbina fue descrita en la sección 1.2.

La forma de trabajo para hallar la función de transferencia del controlador electrohidráulico fue sistemática. De la referencia [6] se estudió cada circuito electrónico y se obtuvo la función de transferencia que lo representa. Las constantes involucradas se hallaron a partir de los protocolos de calibración suministrados por el Departamento Instrumentación y Control de la CNAI. En los protocolos figuraban curvas de respuesta de cada bloque ante distintas funciones en las entradas a los mismos. Cada una de estas curvas fue digitalizada. El archivo resultante de la digitalización fue procesado mediante ORIGIN® donde se ajustaron las curvas obtenidas con funciones en el dominio temporal representativas de la dinámica del operacional ante una entrada dada. Las constantes de

proporcionalidad se encontraron en base al estudio de las respuestas a tiempo inicial y de régimen permanente.

En el Apéndice se presenta cada bloque del controlador, representación del circuito electrónico, funciones de transferencia, respuestas temporales a ciertas funciones en las entradas de los mismos y los parámetros hallados en base a los estudios de los procedimientos de calibración mencionados.

Las constantes de tiempo y proporcionalidad se dan aparentemente con una precisión grande y sin mencionar errores. Esto es debido a que las características de las entradas que se usaron para la calibración hace que no sea prudente considerar al error de cálculo de los coeficientes como el error del método de ajuste utilizado (mínimos cuadrados, por ejemplo). Esto es debido a que las entradas generalmente no son lo suficientemente ricas como para excitar un rango de frecuencias amplio del sistema [17]. Si bien se lograron buenos ajustes para las entradas disponibles, al aplicar una entrada distinta seguramente el ajuste no resultará tan satisfactorio.

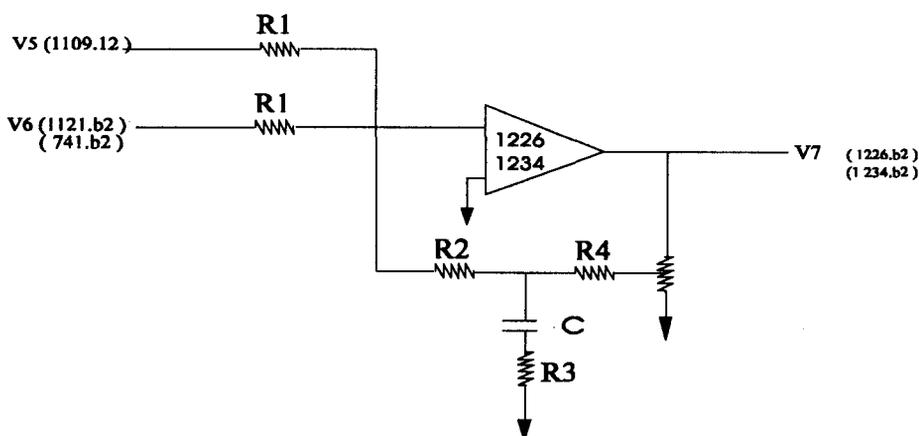
Una vez obtenidas las funciones de transferencia y los valores numéricos de las constantes, se simularon en SIMULINK-MATLAB y se compararon las respuestas medidas con las obtenidas como resultado de las simulaciones. Luego de haberse realizado este trabajo para cada bloque por separado, se unieron para formar el controlador electrohidráulico.

A continuación se ejemplifica la forma en que se obtuvieron las funciones de transferencia representativas de los bloques que componen el controlador electrohidráulico:

Ejemplo:

Regulador de apertura. Parte derivativa.

Circuito electrónico



Función de transferencia en transformada de Laplace:

$$V_7 = -K_5 \left(\frac{1+T_6 \cdot s}{1+T_7 \cdot s} \right) (V_5 + V_6).$$

La respuesta de este bloque a un escalón en V_5 y V_6 es:

$$V_7(t) = -K_5 \cdot (V_5 + V_6) \cdot \left[1 + \left(\frac{T_6}{T_7} - 1 \right) e^{-t/T_7} \right]$$

donde:

$$K_5 = \frac{R_2 + R_4}{K R_1}$$

$$T_6 = \left(R_3 + \frac{R_2 R_4}{R_2 + R_4} \right) C$$

$$T_7 = R_3 \cdot C$$

Los valores de las constantes encontrados de acuerdo al protocolo de calibración correspondiente al regulador de apertura son:

	Canal 1226	Canal 1234
K5	1.5	1.5
T6	0.1485	0.163
T7	0.00951	0.01046

Las constantes de tiempo se obtuvieron en base a las respuestas a escalones en el 1109 (ver circuito electrónico). Las curva ajustada para uno de los canales del regulador de apertura (el 1226) se muestran en la figura 3.1. Una curva similar se estudió para deducir las constantes representativas del canal 1234.

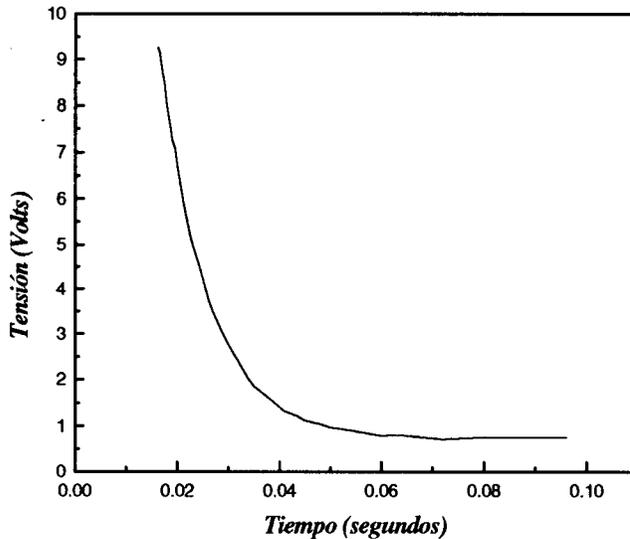


Fig 3.1. Regulador de apertura, parte derivativa. Respuesta en 1226.b2, debido a un escalón de -0.4 Volts en 1109.12. Corresponde al gráfico N°1 del procedimiento N°7 del protocolo de calibración correspondiente a este bloque (Fecha de realización: 03/09/93).

3.2. Resultados parciales del modelo del controlador.

En la figura 3.2. se muestra el modelo en Simulink del controlador a lazo abierto es decir, teniendo como entrada un archivo de datos de evolución de velocidad angular medida en un rechazo de carga.

Recordemos que el regulador de potencia se desconecta del controlador electrohidráulico en el momento en que se produce el rechazo de carga. Este hecho es utilizado para simplificar el modelo del controlador, motivo por el cual se modeló el regulador de potencia como un escalón de tensión en el momento en que se produce el rechazo de carga, como se observa en la figura 3.2.

En el gráfico 3.3. se muestra la respuesta del simulador del regulador E-H para un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia. La entrada es la velocidad angular mostrada en la figura 3.3. (curva real). En las figuras 3.4/7 se superponen las curvas medidas con las simuladas para el único caso con cuya documentación completa se cuenta. Se observa un buen ajuste. Si bien la confiabilidad del simulador hasta aquí es limitada por no tener los suficientes transitorios de rechazo de carga completos para comparar los resultados, se respetaron absolutamente todos los parámetros obtenidos de los protocolos, ajustando solo la respuesta hidráulica, es decir el retardo existente entre la salida en

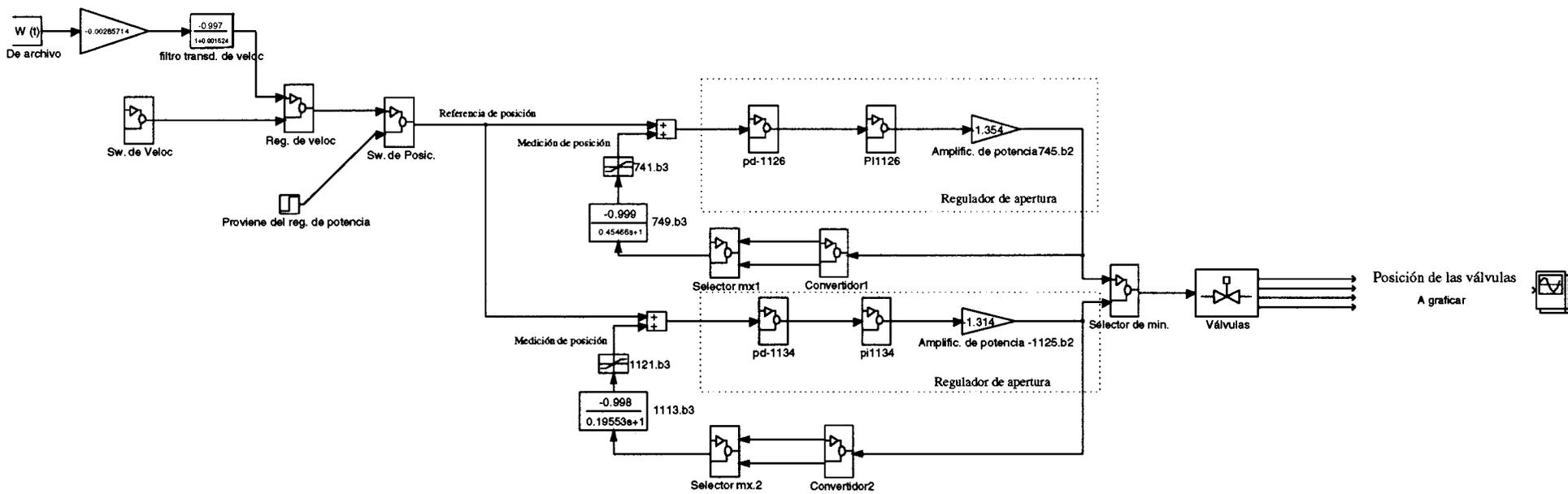


Fig. 3.1. Controlador electrohidráulico en Simulink-Matlab. Lazo abierto

tensión del regulador eléctrico y la apertura de las válvulas, de forma tal de obtener un buen ajuste durante todo el transitorio.

La causa por la que debió ajustarse la respuesta hidráulica del sistema fue debido a que se tenían mediciones realizadas en vacío, es decir sin vapor vivo pasando a través de las válvulas de regulación. Se supone que al tener vapor se tendrán fuerzas adicionales que causarán que la respuesta de las válvulas sea diferente. Esta respuesta es difícil de obtener experimentalmente. Este puede ser el motivo por el que las válvulas cierran realmente antes de lo que lo que predicen las simulaciones, tal como se observa en las fig 3.3/6 en las que se ve que la válvulas reales cierran a aproximadamente 0,2 s de producirse el rechazo de carga y en las simulaciones lo hacen 0,5 segundos después. Hubiese sido aceptable considerar distintas respuestas hidráulicas de apertura y cierre las válvulas, sin embargo se prefirió estimar la menor cantidad de parámetros posible.

La referencia de velocidad usada fue 3060 rpm. Este valor fue elegido de forma tal que al quedar solamente el regulador de velocidad controlando la posición de las válvulas, la referencia de posición de las válvulas obtenida mediante las simulaciones se aproxime lo mejor posible a la posición obtenida en el rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia medido. De esta forma aseguramos que al final del rechazo de carga se generen los 21 Mwatt-eléctricos necesarios para consumo interno de la Central.

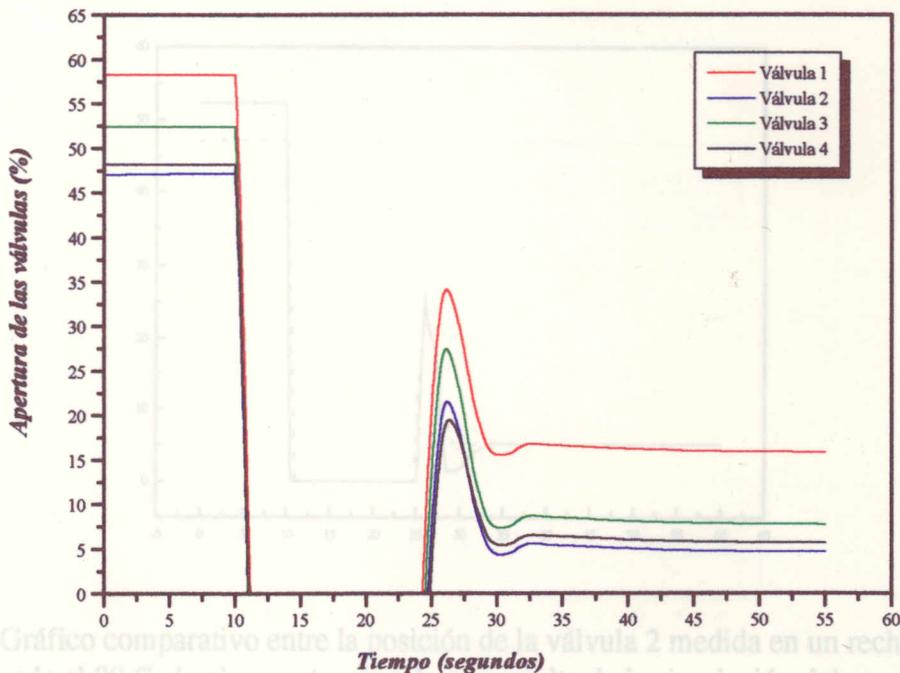


Fig. 3.5 Gráfico comparativo entre la posición de la válvula 2 medida en un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia y la que resulta de la simulación del regulador electrohidráulico.

Fig. 3.3 Posición de las válvulas de admisión de vapor a la turbina de alta presión en un transitorio de rechazo de carga producido en $t: 10,0$ segundos (resultado de una simulación en SIMULINK-MATLAB).

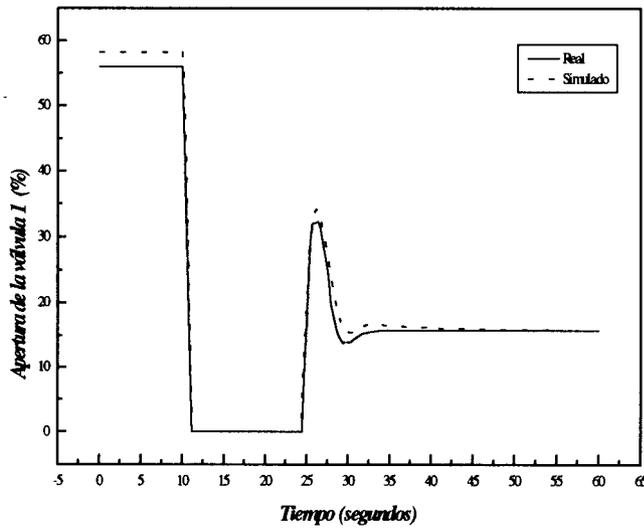


Fig 3.4. Gráfico comparativo entre la posición de la válvula 1 medida en un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia y la que resulta de la simulación del regulador electrohidráulico .

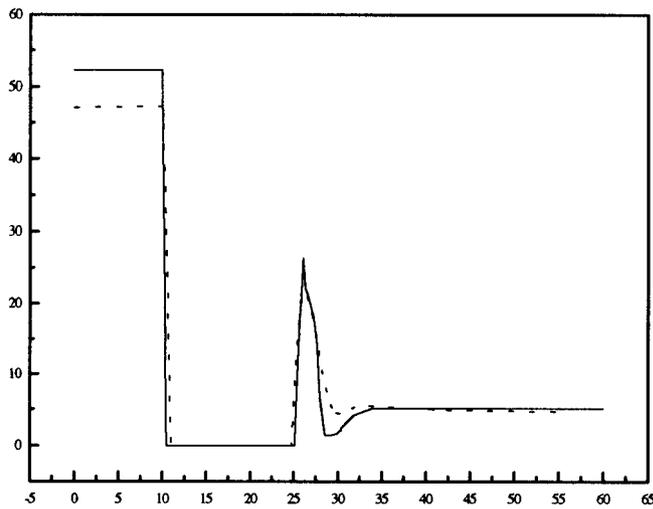


Fig 3.5 Gráfico comparativo entre la posición de la válvula 2 medida en un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia y la que resulta de la simulación del regulador electrohidráulico.

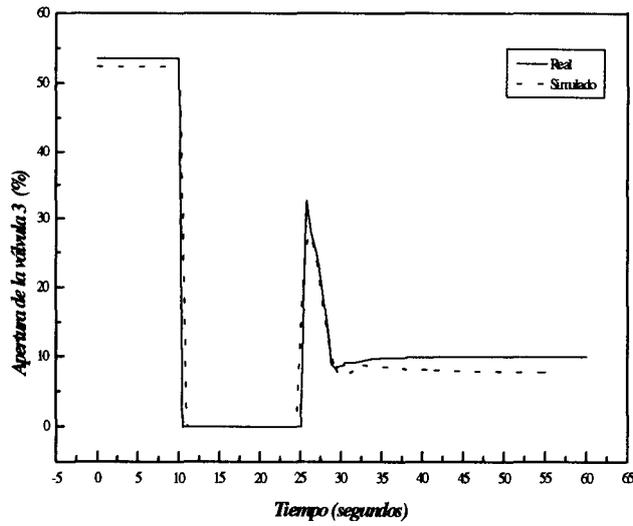


Fig. 3.6 Gráfico comparativo entre la posición de la válvula 3 medida en un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia y la que resulta de la simulación del regulador electrohidráulico.

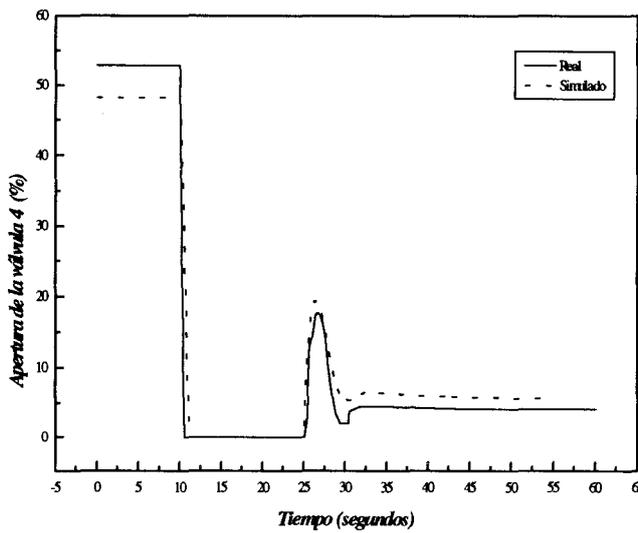


Fig. 3.7. Gráfico comparativo entre la posición de la válvula 4 medida en un rechazo de carga desde el 80% de plena potencia y la que resulta de la simulación del regulador electrohidráulico.

**Modelo completo de la turbina
de vapor de la CNAI
en SIMULINK-MATLAB.**

Modelo completo de la turbina de vapor de la CNAI en SIMULINK-MATLAB

En la sección 2.3 se presentaron los resultados parciales del modelo de la parte termohidráulica del trabajo, en la cual se supone como dato la posición de cada una de las cuatro válvulas reguladoras y se realizó un modelo que calculase la velocidad del turbogruppo en caso de rechazo de carga. Con la misma filosofía se realizó el modelo del controlador electrohidráulico de la CNAI que se presentó en el capítulo 3. En este caso la entrada al modelo era la evolución de velocidad angular a partir de un rechazo de carga desde el 80% de plena potencia, es decir 290 Mwatt-eléctricos y el desafío era obtener la evolución de la posición de las válvulas reguladoras.

Una vez obtenidos buenos resultados en ambas partes del modelo se procedió a realizar una DLL (Biblioteca de Enlace Dinámico) con el programa en lenguaje C que representa la parte térmica de la turbina. Se estuvo entonces en condición de realimentar el controlador con la turbina introducida como un bloque adicional en SIMULINK. De esta forma se provee una herramienta que permite visualizar la evolución de parámetros importantes del transitorio y que puede ser utilizada para analizar el efecto sobre el mismo de la variación de parámetros del controlador.

En la figura 4.1 se muestra el modelo en SIMULINK del controlador realimentado con la turbina. Se destaca que las simulaciones de rechazo de carga que se muestran en la sección 4.2. fueron realizadas introduciendo el regulador por potencia como un escalón de tensión. Ésto es debido a que la dinámica de este regulador no interviene en el transitorio que nos concierne ya que se desconecta del controlador en caso de detectarse un rechazo de carga. Además su incorporación en el modelo haría muy ineficiente el uso del simulador desde el punto de vista del tiempo de cálculo.

4.1. Uso del simulador en SIMULINK-MATLAB.

El simulador tiene la interfaz mostrada en la figura 4.1. Todos los bloques son accesibles desde el punto de vista del usuario exceptuando el bloque 'Turbina', cuyo único parámetro de entrada es el tiempo en el que se produce el rechazo de carga [18]. Para cambiar los parámetros del modelo térmico de turbina es necesario cambiar el programa en C (turbina.c) y volver a construir el DLL (turbina.dll) al que este bloque hace referencia.

El programa turbina.m contiene la entrada al sollwert de posición correspondiente al regulador de potencia como un escalón de tensión. El valor inicial de tensión de esta entrada es el que hace que la apertura de las válvulas sea tal que el generador entregue

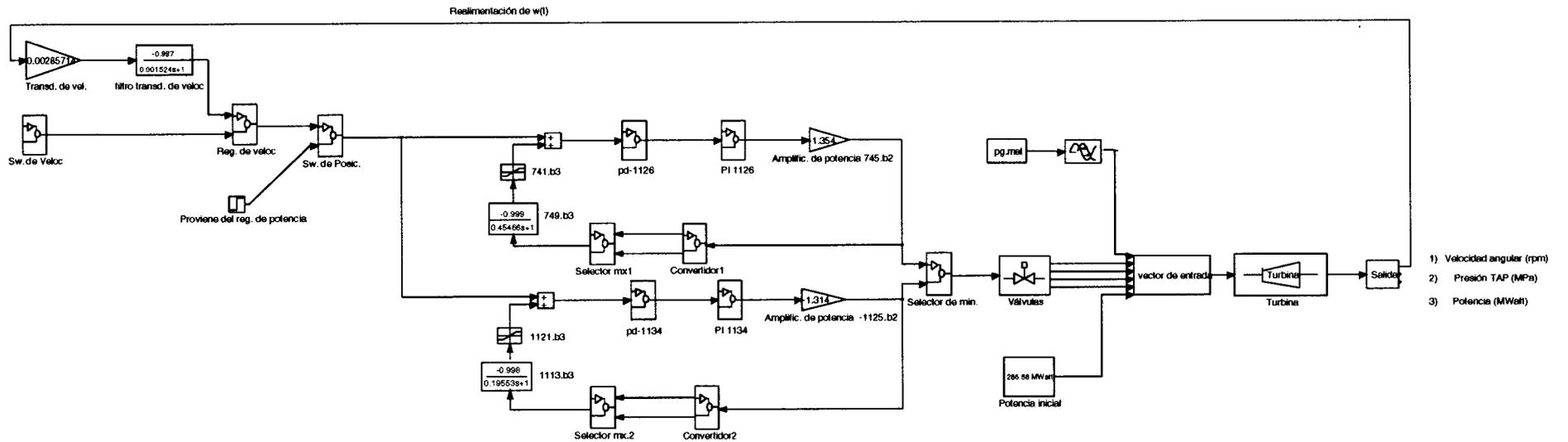


Fig. 4.1. Controlador electrohidráulico en Simulink

Entrada al sollwert de posición por el regulador de potencia modelada como un escalón de tensión.

la potencia requerida por la referencia de potencia. El valor final es nulo, ya que representa la desconexión del regulador de potencia en el momento de producirse un rechazo de carga. Por este motivo no se pueden simular, con este modelo en particular del controlador, transitorios como por ejemplo, cambios en la referencia de potencia o regulación por presión o estatismo. En el próximo capítulo se mostrarán resultados en los que interviene la dinámica de este regulador.

En la siguiente tabla se dan los valores de tensión de salida del regulador de potencia que corresponden a distintas potencias de referencia

Tensión (Volt)	Potencia (Mwatt)
5,90	362
5,68	350
5,240	325
4,793	300
4,644	290
3,890	250
3,411	220
3,1109	200
2,72	175
2,33	150
1,92	125
1,50	100

Se recomienda poner un bloque gráfico o 'A archivo' en la salida 3) del bloque 'Turbina' para ver si la potencia inicial entregada por la turbina corresponde al valor deseado. Las otras salidas de este bloque son :1) Velocidad angular (en rpm.) y 2) Presión representativa de la TAP (en MPa).

El sollwert o referencia de velocidad se da como una constante. Las simulaciones presentadas se ejecutaron con un sollwert de velocidad correspondiente a 3060 rpm equivalente a -8,74Volts. Este valor de sollwert era tal que solo con el controlador de velocidad regulando la apertura de las válvulas en estado estacionario el turbogenerador entrega 21 Mwatt-eléctricos a la red; potencia suficiente para abastecer la energía necesaria para cubrir las necesidades de la Central.

Una de las entradas del modelo térmico no proviene del controlador. Esta es la presión del generador de vapor , la cual aumenta durante el transitorio debido a que el reactor baja su potencia al 60 % del valor inicial y se cierran las válvulas de admisión de vapor a la turbina. El vapor es desviado hacia el condensador mediante la apertura de las de by-pass. En este caso esa presión usada es un dato conocido.

Para usar el programa turbina.m Ud. debe:

1. Poner el escalón de tensión en el regulador de potencia desde los valores dados en la tabla presentada hasta cero, al tiempo t en que se produce el rechazo de carga ¹
2. En el bloque TURBINA el parámetro a introducir es t , tiempo en el que se produce el rechazo de carga.
3. Coloque bloques 'gráficos' o 'A archivo' para visualizar las señales que a Ud. le interesan.
4. En el menú **Simulación**, item **Parámetros** edite los parámetros de la simulación (Ej.:Tiempo de comienzo, Tiempo fin, Pasos de tiempo de integración, etc.).²
5. El archivo pg.mat contiene los datos de evolución de presión vivo durante el rechazo de carga desde el 80% de plena potencia medido en julio de 1992. Este archivo tiene como tiempo en que se produce el rechazo de carga 10 s. Por este motivo Ud. debe poner como tiempo de retardo en el bloque inmediatamente posterior al de lectura del archivo de los datos de presión el tiempo en que se producirá el rechazo de carga menos 10 segundos.
6. En el menú **Simulación**, item **Comienzo**, empiece a Simular !.

Para actualizar los valores de las constantes de cada uno de los bloques que componen el controlador en SIMULINK-MATLAB, Ud tendrá que realizar un trabajo similar al descrito en el Apéndice A . Recordemos que esto es debido a que cada bloque del controlador se calibra anualmente de acuerdo a procedimientos de calibración del Departamento Instrumentación y Control de la CNAI. Las constantes usadas por el modelo cuyos resultados se muestran en las siguientes secciones han sido obtenidas a partir de resultados obtenidos de las calibraciones del año 1993.

El tiempo de cálculo del simulador en SIMULINK-MATLAB es aproximadamente treinta veces el real.

¹ **Recomendaciones** : El tiempo de rechazo de carga debe ser mayor que 40 segundos, para que todas las variables estén estabilizadas.

² Se recomienda setear los pasos de integración mínimo y máximo en 0,001 y 0,1 segundos respectivamente.

4.2. Resultados de las simulaciones del modelo completo en SIMULINK-MATLAB

En las próximas subsecciones se muestran los resultados del modelo completo del turbogruppo de la CNAI. Los rechazos de carga que se han simulado son desde el 80, 60 % de plena potencia, es decir 220 y 290 Mwatt-eléctricos. Estos rechazos de carga son los únicos cuya documentación se encontró disponible en el momento de validar el modelo.

4.2.1. Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia (290 MWatt)

En la figura 4.2 se superponen la curva de evolución de velocidad angular del eje de la turbina de la CNAI medida en un rechazo de carga experimental desde el 80 % de plena potencia realizado en junio de 1992, con una curva obtenida al realizar una simulación en SIMULINK-MATLAB. En la figura 4.3 se muestra la evolución de la posición de las cuatro válvulas reguladoras.

Comparando las figuras 4.2 y 4.3 se deduce que en este caso no se producirá cierre rápido de turbina debido a que, cuando se alcanzan velocidades mayores a 3180 rpm (106%) las cuatro válvulas se encuentran cerradas y la velocidad angular nunca supera 3450 rpm (115 %). Esta afirmación es válida siempre que las otras condiciones mencionadas en la sección 1.4. no se cumplan, es decir no haya desplazamiento axial del eje, la presión de vapor no supere un valor determinado ni el vacío del condensador sea mayor que el 70%. Estas condiciones de cierre rápido de turbina no juegan ningún rol en las simulaciones realizadas. Recordemos que el modelo térmico de turbina tiene incorporado el aumento de presión en el condensador debido a la rotura del vacío como mecanismo de protección del turbogruppo; sin embargo los valores de presión en el condensador que se colocaron están fijos en 95% de vacío, reduciéndose hasta alcanzar el 88 % de vacío luego de producirse el rechazo de carga.

Desde el punto de vista de operabilidad de la Central no solo es importante analizar el máximo de velocidad angular debido a la posible actuación de los mecanismos de sobrevelocidad del turbogruppo, sino también el mínimo de velocidad angular debido a que si es menor que un valor determinado provocará la señal de SCRAM de reactor por baja frecuencia de las bombas del circuito primario. Esta orden de SCRAM estaría motivada por el peligro de que las bombas caviten.

En el caso particular del rechazo de carga que se compara el error obtenido es 2 % en el primer máximo de velocidad angular y 8 % en el mínimo, por lo que el resultado es satisfactorio.

En las figuras 4.4 a 4.7 se superponen la posición de las válvulas obtenidas en las simulaciones con las medidas en el rechazo de carga mencionado. En todos los casos se muestra un buen ajuste.

Se destaca nuevamente que el ajuste es satisfactorio para este caso en particular de rechazo de carga. Deberían compararse los resultados de un gran número de rechazos de carga medidos desde la misma potencia inicial y verificar que el comportamiento del turbogrupo sea repetitivo. Esto es debido a la observación realizada en el capítulo 2 acerca de la existencia del fenómeno de vaporización de agua en forma de condensado que estaría aportando energía extra al transitorio. Aumentar el contenido de agua disponible se traduce en mayores inercias del conjunto, para la misma calibración del controlador electrohidráulico. Sin embargo es de esperar que este parámetro no varíe para las mismas condiciones de operación de la Central. De ser así, la expectativa acerca del uso de este simulador en la CNAI es buena.

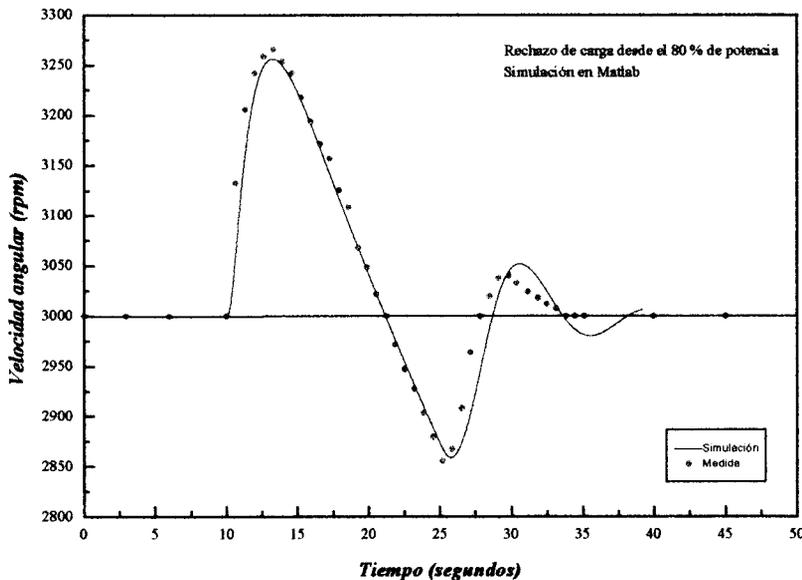


Fig 4.2. Evolución de las velocidades angulares obtenida y medida para el caso de rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia. Se observa un buen ajuste.

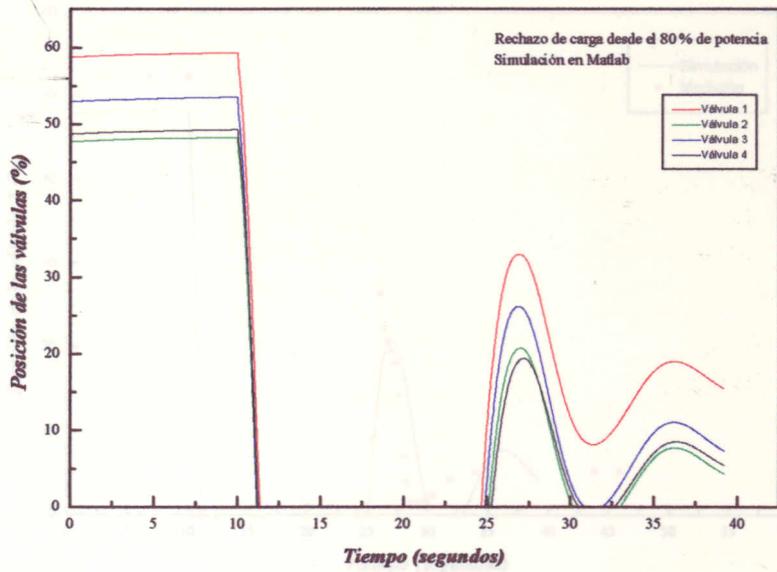


Fig. 4.3. Evolución de la apertura de las válvulas de admisión de vapor a turbina luego de producirse un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia (290MWatt).

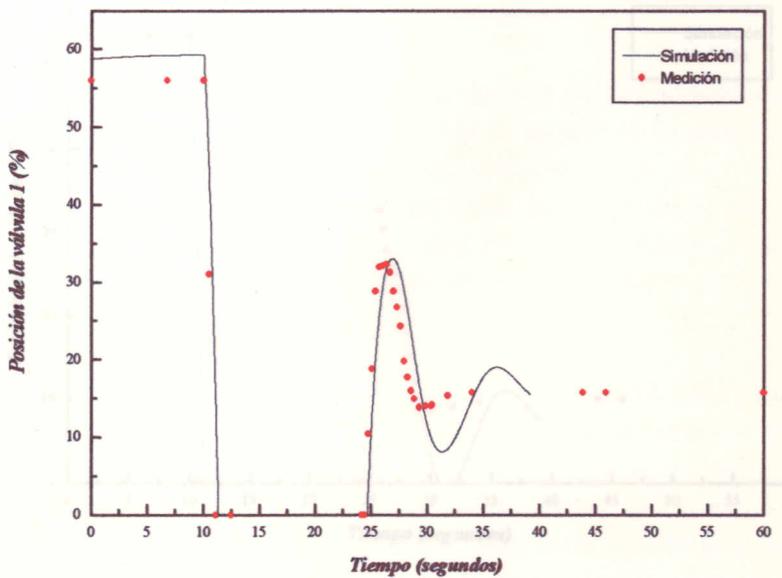


Fig 4.4. Gráfico comparativo entre la posición de la válvula 1 medida en un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia y la que resulta de la simulación del regulador electrohidráulico realimentado con la turbina.

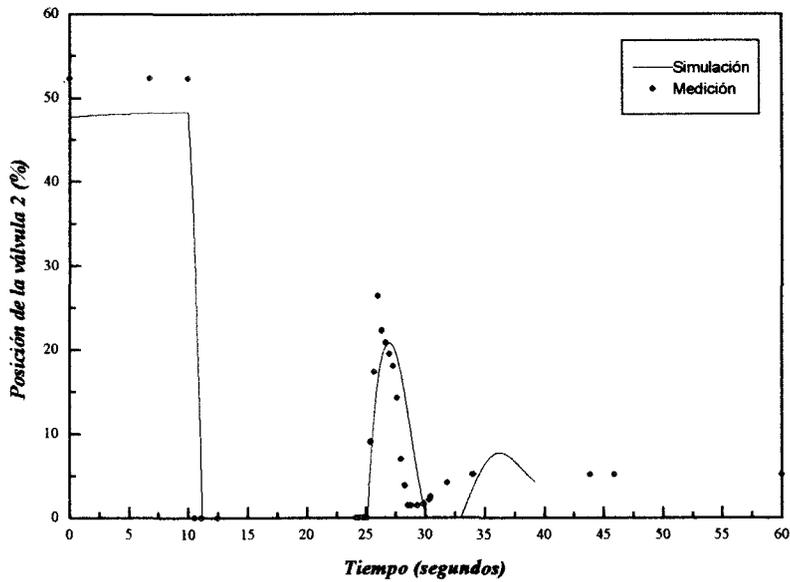


Fig 4.5. Gráfico comparativo entre la posición de la válvula 2 medida en un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia y la que resulta de la simulación del regulador electrohidráulico realimetado con la turbina.

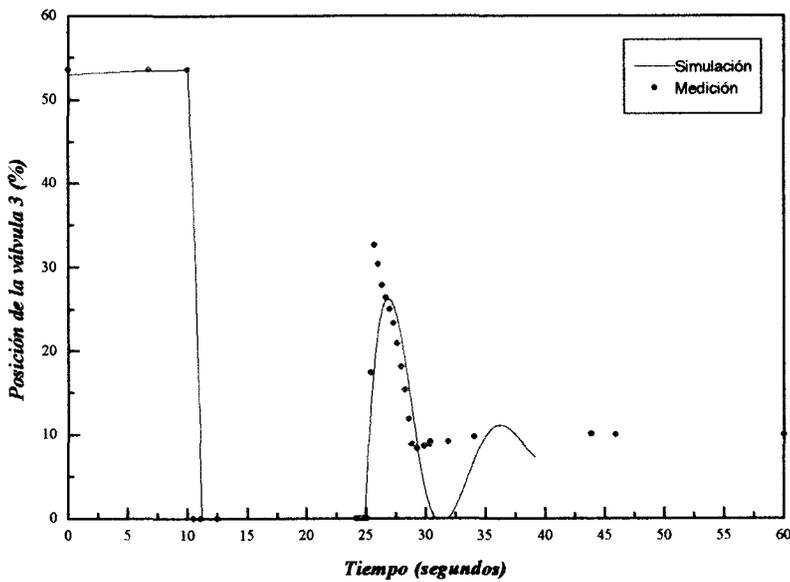


Fig 4.6. Gráfico comparativo entre la posición de la válvula 3 medida en un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia y la que resulta de la simulación del regulador electrohidráulico realimetado con la turbina.

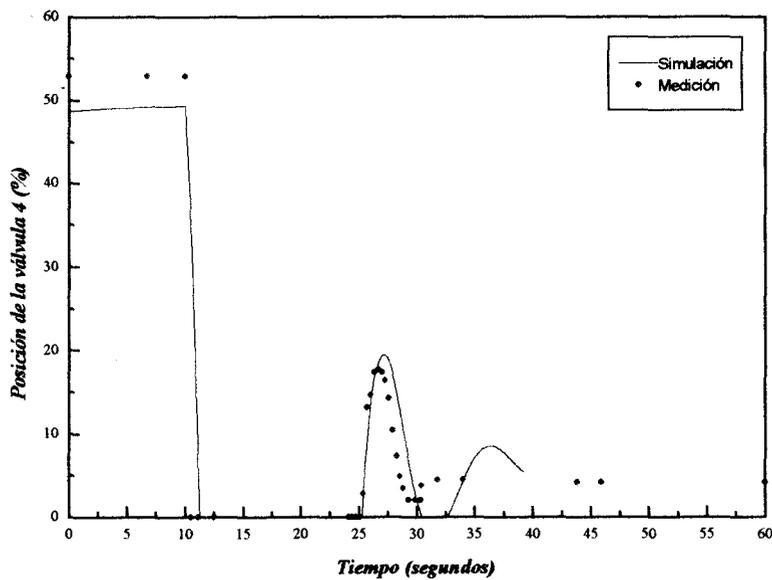


Fig 4.7. Gráfico comparativo entre la posición de la válvula 4 medida en un rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia y la que resulta de la simulación del regulador electrohidráulico realimentado con la turbina.

4.2.2. Rechazo de carga desde el 60 % de plena potencia (220 MWatt)

En la sección 2.3. se puso énfasis en mencionar la falta de mediciones suficientes con las cuales comparar los resultados obtenidos. También se mencionó la existencia de una curva de velocidad angular que se midió al realizar un rechazo de carga experimental desde el 60% de plena potencia. Debido a que no se tenía la de posición de las válvulas era necesario tener el modelo completo de turbina (regulador realimentado con la parte térmica) para validarlo con este rechazo de carga. Los resultados obtenidos se muestran en las figuras 4.8 y 4.9.

Los errores obtenidos son 7,3 % en el máximo y 11,8 % en el mínimo de velocidad. Se destaca que la medición realizada partió de 3022 rpm y la simulación se hizo desde un valor teórico de 3000 rpm. Esto es debido a que comúnmente se trabaja con un error en la frecuencia, en este caso de 0,74 %. Este error puede variar alrededor de 3000 rpm, ser positivo o negativo. Es por este motivo que se eligió hacer la simulación del rechazo de carga desde el valor de 3000 rpm, valor teórico de frecuencia. No se pretende que el modelo ajuste perfectamente este caso, sino que sea de aplicación general. Aún así los resultados son muy buenos, especialmente si se considera que se están comparando rechazos de carga medidos en el año 1992 con rechazos de carga simulados con el controlador electrohidráulico calibrado con los protocolos del año 1993.

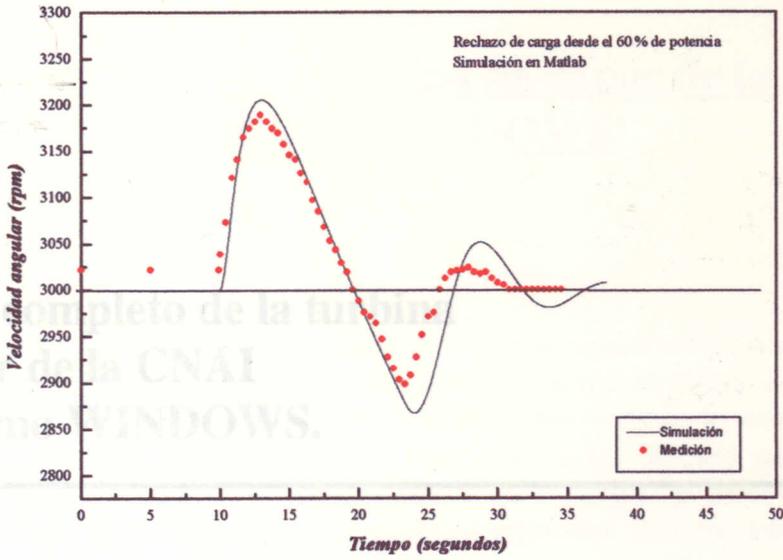


Fig. 4.8. Se muestra la evolución de la apertura de las válvulas de admisión de vapor a turbina luego de producirse un rechazo de carga desde el 60 % de plena potencia (220MWatt).

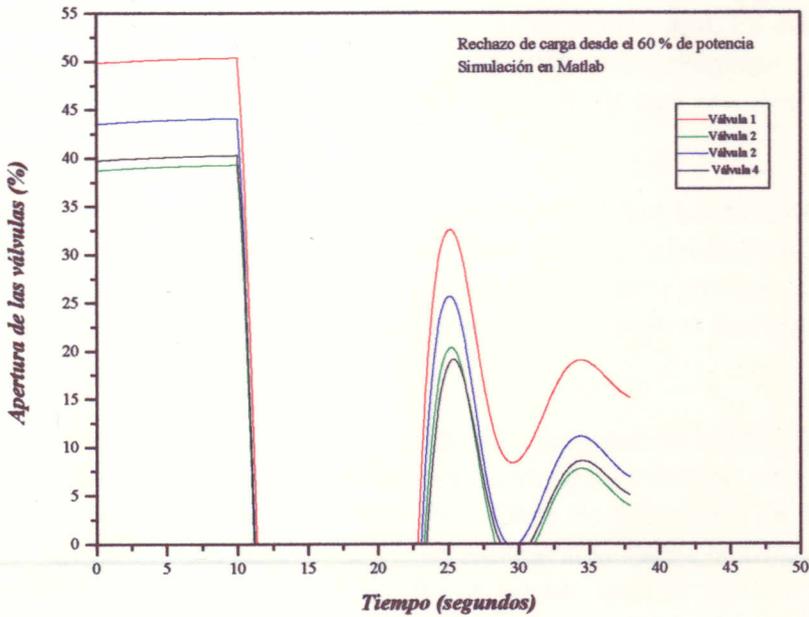


Fig. 4.9. Se muestra la evolución de la apertura de las válvulas de admisión de vapor a turbina luego de producirse un rechazo de carga desde el 60 % de plena potencia.

**Modelo completo de la turbina
de vapor de la CNAI
en entorno WINDOWS.**

Modelo completo de la turbina de vapor de la CNAI en entorno WINDOWS

El primer objetivo al haber obtenido el modelo térmico presentado en el capítulo 2 era el de poder realimentar el modelo del controlador electrohidráulico en SIMULINK-MATLAB. Esta resulta ser una herramienta práctica desde el punto de vista que permite la visualización e identificación inmediata de cada uno de los bloques que componen el controlador. De esta forma es fácil poder cambiar las constantes de cada bloque y ver su efecto, lo cual equivale a cambiar la calibración del regulador. Este modelo no es práctico desde el punto de vista de los tiempos de simulación, ya que existe una relación de 1:30 entre el tiempo real y el de simulación. Este fue el motivo principal por el cual no se introdujo la dinámica del regulador de potencia en el modelo presentado.

El segundo objetivo del trabajo era el de proveer un código de simulación que pudiese servir de realimentación del controlador electrohidráulico real, por ejemplo durante las paradas programadas de la Central Nuclear Atucha I. Este objetivo podía ser llevado a cabo solamente si el programa fuese capaz de correr en tiempo real. La intención era tener una herramienta que sirviese de apoyo a la calibración del turbogruppo y de esta forma evitar problemas de SCRAM o TRIP de turbina en caso de que ocurriese un rechazo de carga.

El código que contiene el modelo termohidráulico de la turbina funciona bajo entorno WINDOWS. De esta forma se facilita su uso, pero tiene el defecto de no poder cambiar los parámetros del código que representa la turbina. Si quisieran probarse variaciones en el modelo térmico se dispone del programa original que corre bajo el sistema operativo DOS y tiene también salida gráfica estándar.

El modelo térmico de la turbina tiene incorporada la respuesta hidráulica del sistema ya que las entradas reales al mismo no son las posiciones de las válvulas, sino las salidas de la parte electrónica del controlador, es decir la tensión de excitación de los convertidores electrohidráulicos. Este es el motivo por el que no se podría haber probado el programa en WINDOWS sin el controlador de la CNAI, a no ser que se hubiese programado el controlador en C. Esto fue lo que se hizo. El agregado del modelo del controlador suma al sistema de ecuaciones diferenciales que representan la respuesta hidráulica y térmica del turbogruppo 20 ecuaciones diferenciales de primer orden. Se programaron las ecuaciones que describen el regulador de potencia, pudiendo de esta forma estar en condiciones de simular otro tipo de transitorios de cambios de potencia además del rechazo de carga.

En la fig. 5.1. se muestra el modelo en Simulink equivalente al programa en C completo, incluyendo la dinámica del regulador de potencia. En la mencionada figura se incluye la nomenclatura usada para denominar los estados correspondientes a las entrada y salidas de

cada operacional, por ejemplo $Y[10]$ representa la velocidad angular de la turbina. Esta información facilitará la lectura del listado del programa si alguien específicamente interesado quisiera hacerlo. El código completo que describe el turbogruppo de la CNAI puede ser encontrado en la ' Ayuda ' provista a la aplicación en WINDOWS.

Se realizaron también las pruebas pertinentes para poder determinar si el programa podía funcionar en tiempo real. Esto se hizo programando tarjetas de adquisición de datos disponibles en el Laboratorio de la División Control del Centro Atómico Bariloche.

Comenzaremos por describir el uso del programa en entorno windows y luego comentaremos los resultados obtenidos de la simulaciones del conjunto y de las pruebas realizadas con las tarjetas de adquisición de datos.

5.1. Uso del simulador del turbogruppo de la CNAI en entorno WINDOWS

En la figura 5.2 se observa la apariencia de la ventana que aparecerá cuando clickee dos veces sobre el ícono  correspondiente al programa 'TURBINA'

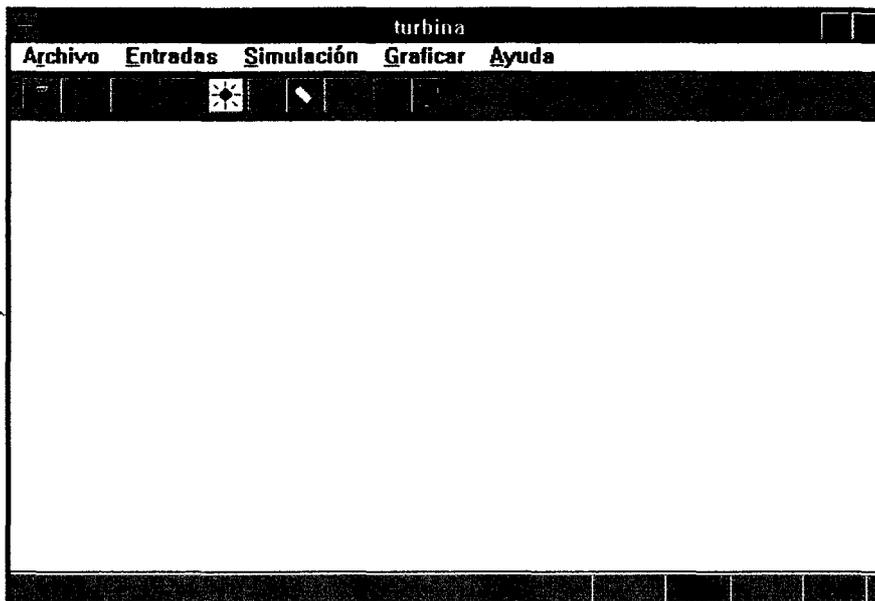


Fig. 5.2. Ventana principal del programa 'TURBINA'.

A continuación se explica el menú y Speed Bar del programa.

5.1.1. Menú y SpeedBar

Archivo



Print

Imprimir



PrintSetup

Permite setear la salida de la impresora.

Entradas..



Set datos

Datos de entrada al programa.

Aparecerá la caja de diálogos que se muestra a continuación:



Cuando Ud. presiona **Ejecutar** no se comienza a simular , solo se leen los datos.

Ud. tendrá que editar:

- **Tiempo total de simulación.** Unidades: segundos.
- **Tiempo en que se produce el rechazo de carga.** Unidades: segundos.
- **Potencia eléctrica inicial.** Unidades: MegaWatt.
- **Potencia eléctrica final** Unidades: MegaWatt.
- **Tiempo en que se cambia el sollwert de potencia.**
Unidades :segundos.
- **Rampa de potencia.** Unidades: MegaWatt/segundo.

Si Ud. comete uno o varios de los siguientes errores

- Tiempo de simulación negativo.
- Tiempo en que se produce el rechazo de carga negativo o mayor que el tiempo total de simulación.
- Tiempo en que se produce el cambio en el sollwert de potencia negativo o mayor que el tiempo total de simulación.
- Potencia inicial y/o final negativa o mayor que 362 Mwatt.
- Limitador de la rampa de potencia negativa o mayor que 0,666 Mwatt/s,

aparecerá un mensaje de error

El programa así presentado se puede usar para simular tanto rechazos de carga como otros transitorios tales como cambios en el sollwert de potencia.

Simulación  **Comienzo** Provee la orden de comienzo de la simulación.

Una vez dados los datos de entrada al programa (**Set datos**) se comienza a simular el comportamiento del turbogruppo de la **CNAI** en el transitorio de rechazo de carga.

Cuando el programa haya simulado el tiempo dado en **Tiempo de simulación**, se mostrará un ' Message Box ' con el mensaje de **fin de simulación**. El programa también terminará de correr por TRIP de turbina si se cumplen alguna de las condiciones para que esto suceda, mostrando un mensaje con el aviso correspondiente.

Graficar Se grafican parámetros relevantes:

 **Potencia:** Grafica la potencia entregada por el vapor en su expansión a través de la turbina.

 **Posición:** Grafica la posición de cada una de las cuatro válvulas de admisión de vapor a turbina

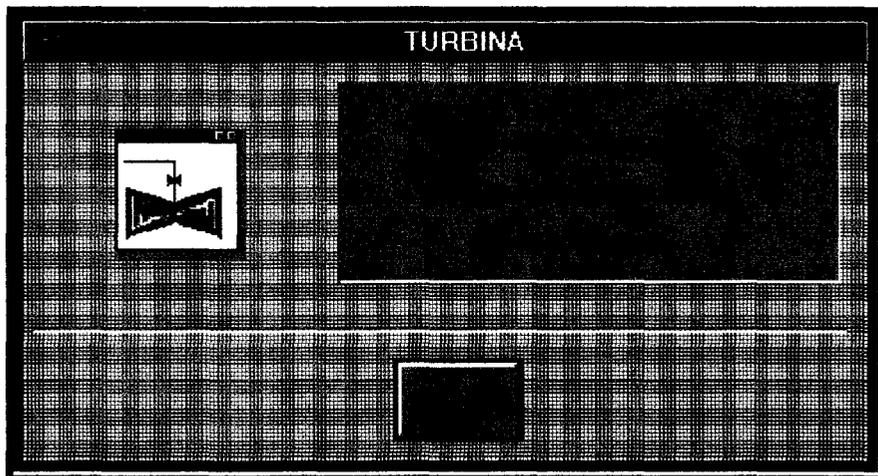
 **Borrar :** Borra de la pantalla principal el gráfico mostrado.

 **W (t):** Grafica la velocidad de giro de la turbina dado el transitorio de rechazo de carga simulado

Ayuda

? **Contenido** : Provee ayuda sobre el contenido del programa, el entorno windows y cierta información acerca de la forma de funcionamiento del controlador. Esta ayuda funciona como un 'HELP' que normalmente acompaña a cualquier programa en WINDOWS. Se muestra además un listado del programa completo con la explicación pertinente de las estructuras y funciones utilizadas.

? **Acerca** Aparecerá la siguiente caja de diálogos dado información sobre el programa:



5.1.2. Señales de entrada al programa

El programa realimentado con el controlador real de turbina recibe las siguientes señales de entrada :

V745_b2
V1125_b2

Estas son las tensiones de entrada a los convertidores electrohidráulicos SE10Z012 y SE10Z012 por los canales 1226 y 1234 respectivamente, como puede observarse en la figura 5.1.

PGV Presión aguas arriba de las válvulas de admisión de vapor a turbina (Medida en MPa).

5.1.3. Señales de salida del programa **(Entradas al controlador electrohidráulico de turbina).**

Las salidas del programa, a su vez entradas analógicas al controlador electrohidráulico son:

C1117_b2,C1117_b5,C753_b2,C753_b5 :representan las realimentaciones de posición de las válvulas del Conversor SE10Z012, Collins 1 y 2, y del Conversor SE11Z012, Collins 1 y 2 respectivamente. Se toman como medida de la posición real de las válvulas reguladoras.

POT1+POT3-1.8 : Potencia bruta entregada al generador (1.8 Mwatt es la pérdida por fricción [19])

Y[10] : Velocidad angular, $W(t)$.

5.2. Rechazos de carga simulados en este entorno.

En esta sección se repiten los resultados dados en el capítulo 4. La diferencia es que aquí se muestran los programas corridos en entorno windows, con el regulador de potencia interviniendo en la dinámica del conjunto. Los resultados obtenidos con el simulador en Simulink-Matlab coinciden con los obtenidos con el código enteramente programado en C, por lo tanto en el caso particular de un rechazo de carga es válido simular la intervención del regulador de potencia como un escalón de tensión en el instante de tiempo en que se produce el rechazo.

El relé de salto de carga que permite la desconexión del regulador de potencia juega un papel fundamental en la dinámica del conjunto. Durante los instantes posteriores de producido el rechazo de carga, el estatismo es el que produce que el regulador de potencia indique que las válvulas deben cerrarse. Cuando la frecuencia llega a valores inferiores a 3150 rpm el regulador de potencia vuelve a actuar (Ver curva de estatismo, Fig 1.4. y compararla con alguna de las curvas de evolución de velocidad presentadas a continuación), a menos que la presión de vapor alcanzada sea la suficiente para que esto no suceda (Regulación de presión, fig. 1.3.). Si para este tiempo el regulador de potencia todavía no se ha desconectado la frecuencia sube nuevamente antes de haber alcanzado los 3000 rpm. esta situación provocaría oscilaciones peligrosas.

5.2.1 Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia

En las figuras 5.3. a 5.8. se muestran las respuestas dinámicas del simulador para este rechazo de carga. Todos los comentarios sobre los resultados obtenidos coinciden con los realizados en la sección 4.2.1. para las simulaciones en SIMULINK.

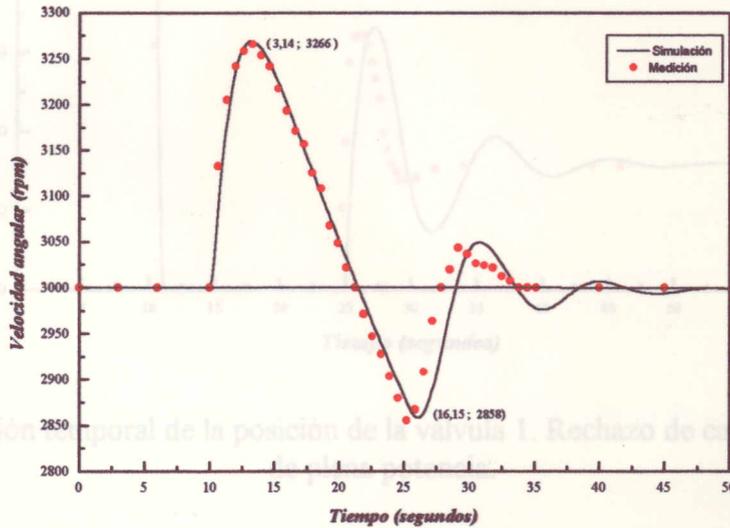


Fig. 5.3. Evolución de la velocidad angular. Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia.

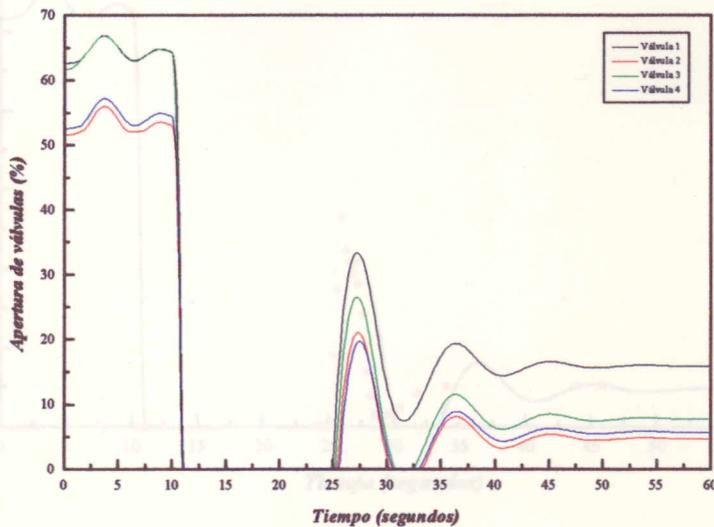


Fig 5.4 Evolución temporal de la posición de las válvulas. Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia.

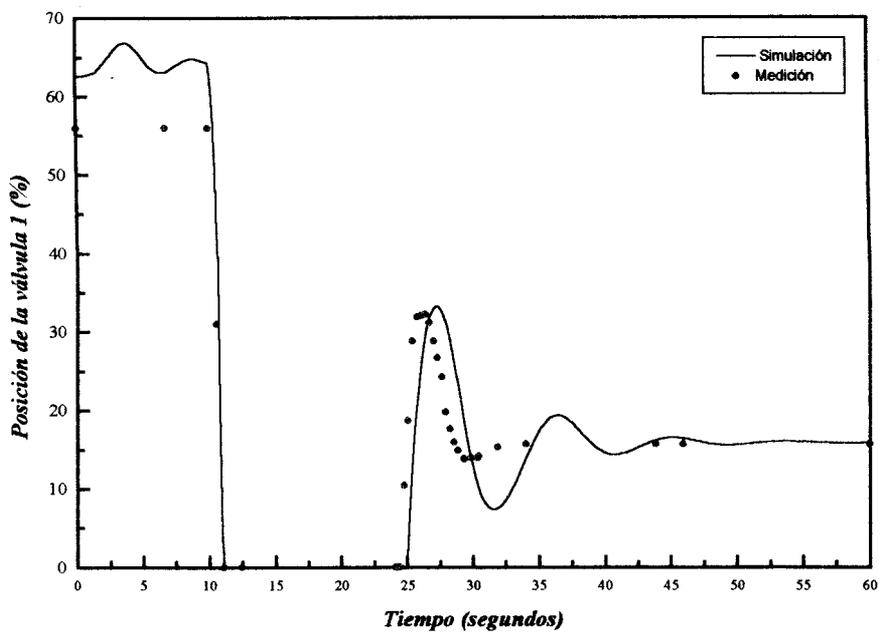


Fig 5.5 Evolución temporal de la posición de la válvula 1. Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia.

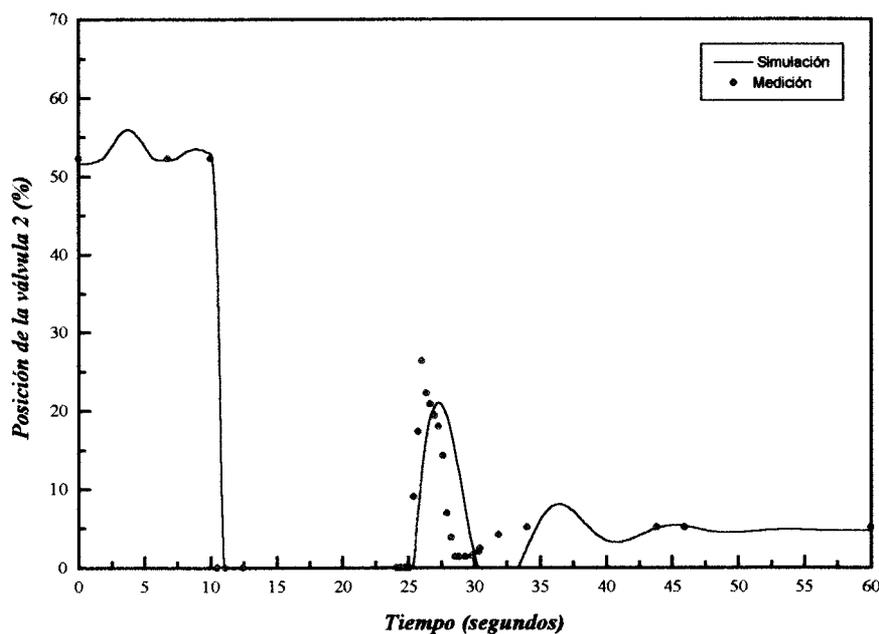


Fig 5.6 Evolución temporal de la posición de la válvula 2. Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia.

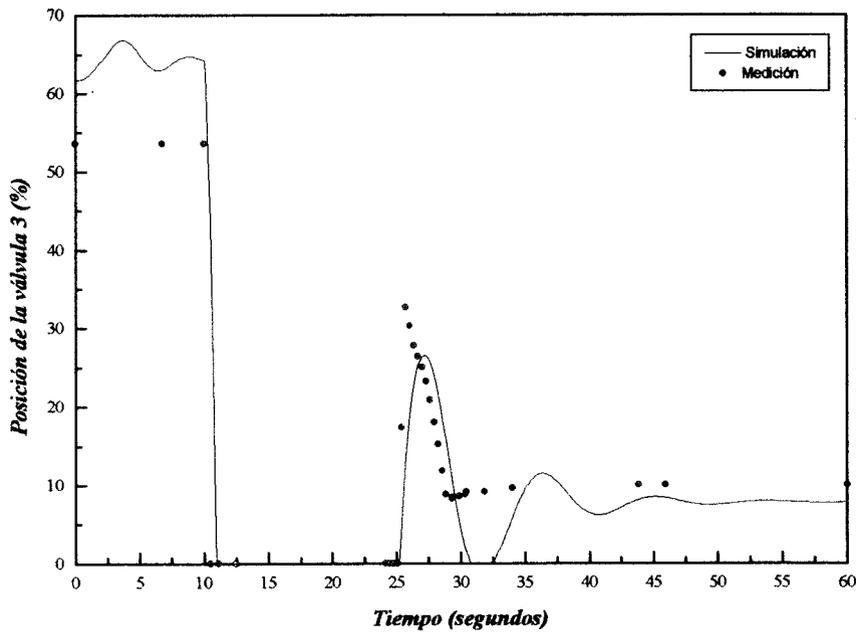


Fig 5.5 Evolución temporal de la posición de la válvula 3. Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia.

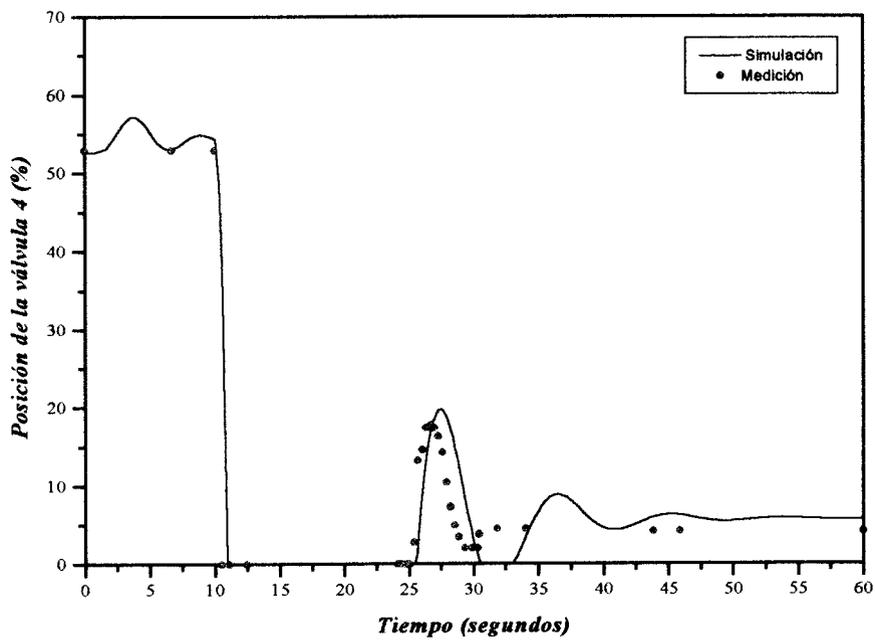


Fig 5.6 Evolución temporal de la posición de la válvula 4. Rechazo de carga desde el 80 % de plena potencia.

5.2.2. Rechazo de carga desde el 60% de plena potencia

En las figuras 5.7 y 5.8 se observan los resultados de la evolución de frecuencia y de posición de las cuatro válvulas reguladoras al producirse un rechazo de carga a los 10 segundos del comienzo de la simulación. Todos los comentarios sobre los resultados obtenidos coinciden con los realizados en la sección 4.2.2. para las simulaciones en SIMULINK.

En la evolución de velocidad angular se comenzó la integración desde 3000 rpm. (como se hizo en las simulaciones en Simulink-Matlab) y desde 3022 rpm. (valor de frecuencia mostrado en el rechazo de carga medido). Siempre se trabaja con un cierto error en la frecuencia de línea, esto justifica que en el momento de realizado el rechazo de carga partieran de un valor de frecuencia diferente al teórico de 3000 rpm. El valor exacto del cual se parte es imposible de predecir, por eso pareció razonable tomar como valor inicial en la simulación el de 3000 rpm , se está entonces tomando una posición conservativa y más general. Sin embargo, se simuló un rechazo de carga de 3022 rpm para poder ver si en este caso en particular el ajuste es mejor.

Los errores de velocidad obtenidos son:

Simulación desde 3000 rpm : Error en el máx: -3 % Error en el min: +15 %

Simulación desde 3022 rpm : Error en el máx: +6 % Error en el min: +15%

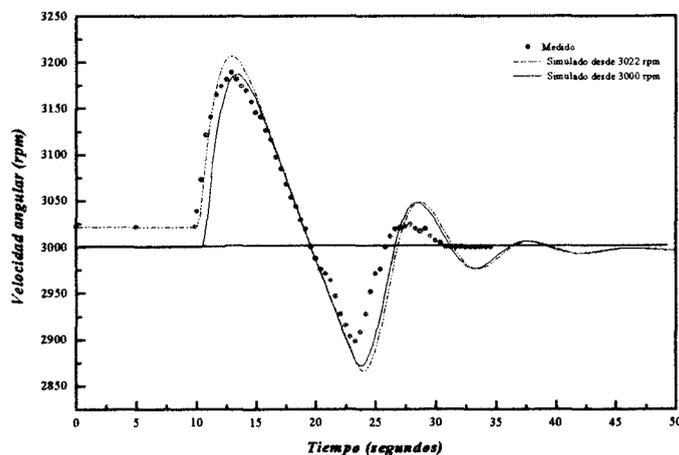


Fig. 5.7. Evolución de la velocidad angular. Rechazo de carga desde el 60 % de plena potencia.

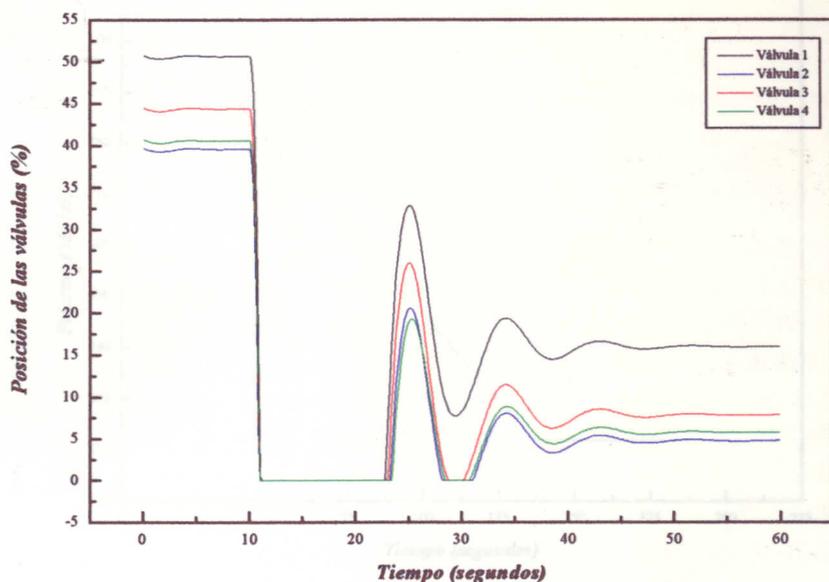


Fig 5.8 Rechazo de carga desde el 60 % de plena potencia (220 Mwatt). Evolución temporal de las válvulas. Programa en C.

5.3. Cambios de sollwert de potencia

Dado que el programa utilizado para hacer las pruebas en entorno WINDOWS tiene incluido el regulador de potencia del controlador electrohidráulico, se está en condiciones de simular otros transitorios con cambios de potencia además del de rechazo de carga. Por este motivo se hicieron simulaciones de cambio en el sollwert de potencia, con un cierto limitador de tasa de cambio de potencia, dato de entrada al programa. Se muestran resultados de cambio del sollwert de potencia desde 290 a 220 Mwatt con la pendiente máxima de 0.66 Mwatt/s. Se observa que el máximo ritmo de cambio en el sollwert de potencia posible es lo suficientemente bajo para permitir que el transitorio sea 'suave', es decir que la potencia entregada por el vapor en su expansión a través de la turbina siga perfectamente la referencia de potencia sin que se observen oscilaciones.

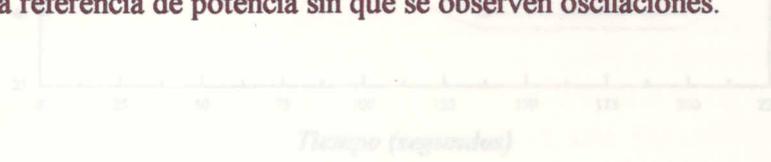


Fig 5.12. Se muestra la evolución de la posición de las válvulas al cambiar el sollwert de potencia de 290 a 220 Mwatt con un rate de 40 Mwatt/min (máximo posible)

5.4. Tiempos de simulación.

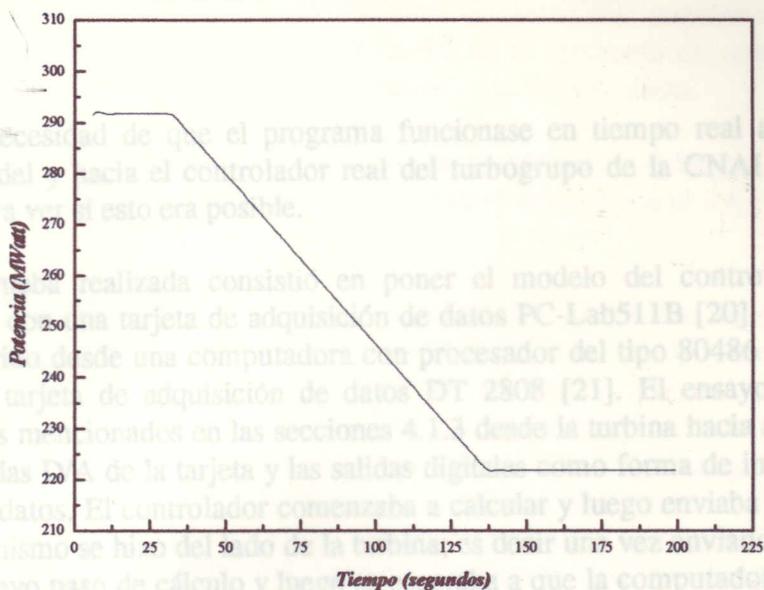


Fig. 5.11. Se muestra la evolución de la potencia al cambiar el sollwert de potencia de 290 a 220 Mwatt con un rate de 40 Mwatt/min (máximo posible).

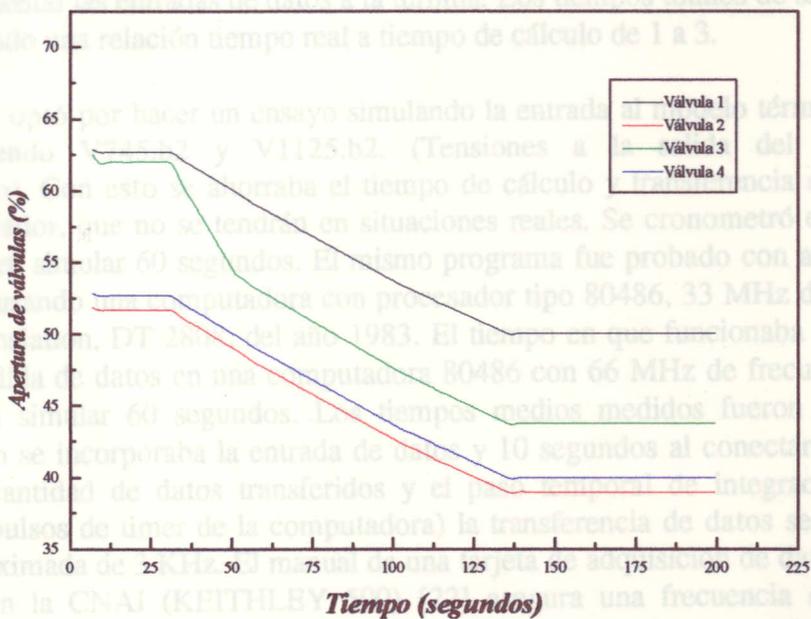


Fig. 5.12. Se muestra la evolución de la posición de las válvulas al cambiar el sollwert de potencia de 290 a 220 Mwatt con un rate de 40 Mwatt/min (máximo posible)

5.4. Tiempos de simulación.

Debido a la necesidad de que el programa funcionase en tiempo real adquiriendo y enviando señales del y hacia el controlador real del turbogruppo de la CNAI se realizaron varios ensayos para ver si esto era posible.

La primer prueba realizada consistió en poner el modelo del controlador en una computadora AT. con una tarjeta de adquisición de datos PC-Lab511B [20]. El modelo de la turbina fue corrido desde una computadora con procesador del tipo 80486 y 33 MHz de frecuencia y una tarjeta de adquisición de datos DT 2808 [21]. El ensayo consistió en transferir los datos mencionados en las secciones 4.1.3 desde la turbina hacia el controlador utilizando las salidas D/A de la tarjeta y las salidas digitales como forma de informar que se estaban enviando datos. El controlador comenzaba a calcular y luego enviaba las respuestas a la turbina . Lo mismo se hizo del lado de la turbina; es decir una vez enviados los datos se comenzaba un nuevo paso de cálculo y luego se esperaba a que la computadora que tenía el modelo del regulador terminara de calcular para recibir los datos y hacer la conversión A/D que le permitan realizar el próximo paso de integración. Los resultados obtenidos no fueron satisfactorios, los tiempos de cálculo de la computadora que simulaba ser el controlador eran excesivamente grandes y se obtuvieron tiempos 30 veces mayores que los reales.

El segundo ensayo que se hizo consistió en reemplazar el modelo del controlador por archivos conteniendo las entradas de datos a la turbina. Los tiempos totales de simulación se redujeron logrando una relación tiempo real a tiempo de cálculo de 1 a 3.

Finalmente se optó por hacer un ensayo simulando la entrada al modelo térmico con una matriz conteniendo V745.b2 y V1125.b2. (Tensiones a la salida del controlador electrohidráulico). Con esto se ahorra el tiempo de cálculo y transferencia de datos del lado del controlador, que no se tendrán en situaciones reales. Se cronometró el tiempo en que se tardaba en simular 60 segundos. El mismo programa fue probado con adquisición y salida de datos usando una computadora con procesador tipo 80486, 33 MHz de frecuencia y una Data Translation, DT 2808, del año 1983. El tiempo en que funcionaba el programa sin entrada y salida de datos en una computadora 80486 con 66 MHz de frecuencia fue de 56 segundos al simular 60 segundos. Los tiempos medios medidos fueron 7 segundos mayores cuando se incorporaba la entrada de datos y 10 segundos al conectar la salida de datos. Por la cantidad de datos transferidos y el paso temporal de integración (0.0165 segundos, 0.3 pulsos de timer de la computadora) la transferencia de datos se hacía a una frecuencia aproximada de 3 KHz. El manual de una tarjeta de adquisición de datos similar a la usada por en la CNAI (KEITHLEY 500) [22] asegura una frecuencia de muestreo máxima de 31.4 Hz, por lo que, dado el paso de integración y el número de datos a ser leídos y enviados al controlador, el programa podría ser utilizado para simulaciones en tiempo real, realimentando el controlador electrohidráulico de la CNAI durante las paradas.

Las pruebas se hicieron utilizando un archivo con datos de tensiones de salida del controlador electrohidráulico cada 0.1 s, mientras que los pasos de integración usados fueron constantes y de 0.0165 s. Las evoluciones de velocidad angular obtenidas no cambiaron significativamente. Este resultado sería útil en el momento de reducir tiempos, desacoplando los pasos de integración de los de entrada y salidas de datos.

El programa además está ideado de forma tal de sincronizarse si llegase a andar más rápido que lo necesario. Esto se consiguió sincronizando el código con el reloj interno de la computadora.

Cuando se disponga del controlador electrohidráulico real, se podrán hacer pruebas y medir los tiempos de simulación con la tarjeta de adquisición de la CNAI. Se destaca que la necesidad de contar con un programa que funcione en tiempo real en cada paso de integración hace que la utilización de rutinas de integración con paso variable tenga sentido solo desde el punto de vista de optimización de recursos, con la desventaja de correr el riesgo de perder definición en los momentos más críticos del transitorio cuando sea necesario la utilización de pasos de tiempo de integración pequeños. Esta sería la solución si se buscara que globalmente el simulador funcione en tiempo real, ya que los pasos de integración pequeños son sólo necesarios durante los primeros veinte segundos de haberse producido el rechazo de carga. Por este motivo se utilizó una rutina de integración Runge-Kutta de orden 4, con paso de integración constante.

Conclusiones.

6. Conclusiones

En los capítulos precedentes se presentó el modelo utilizado para realizar el simulador del turbogrupo de la CNAI. Se mostraron además resultados obtenidos al programar estos modelos en entorno windows y en SIMULINK-MATLAB, y al hacer ensayos equivalentes a la realimentación del regulador electrohidráulico real con el modelo termohidráulico usando tarjetas de adquisición de datos equivalentes a la que será utilizada durante las paradas programadas de la CNAI

En este capítulo se recopilan las conclusiones más sobresalientes obtenidas durante la realización del trabajo. Éstas son:

Modelo termohidráulico:

- La imposibilidad de medir datos estructurales y parámetros termodinámicos en etapas intermedias de la turbina de la CNAI, además de la necesidad de contar con un modelo térmico que se ejecutase en tiempo real justificó en un principio el planteo del modelo térmico simple desarrollado. Aún así el modelo utilizado representa bien la dinámica del turbogrupo durante el severo transitorio de rechazo de carga.
- La hipótesis de considerar el flujo de admisión de vapor a turbina proporcional a la posición de las válvulas reguladoras equivale a considerar que el flujo se encuentra 'bloqueado'. Esto sería posible si el área de pasaje de vapor a través de las válvulas fuese aproximadamente tres veces menor que el área de las tuberías de vapor vivo desde los generadores de vapor hacia la TAP.
- La alta velocidad de expansión del vapor a través del sistema, se traduce en retardos muy pequeños aún en volúmenes muy grandes como el del separador de humedad.
- El agua existente en forma de condensado en las paredes de la turbina y acumuladores de agua se vaporiza durante el transitorio de rechazo de carga. El aumento de la cantidad de agua condensada introduce retardos considerables en la disminución de potencia, lo que se traduce en sobrevelocidades mayores. Este efecto fue representado cambiando los volúmenes de los componentes del turbogrupo, lo cual es equivalente a aumentar el vapor disponible durante el transitorio. Este resultado conduciría a la conclusión de que la potencia entregada durante el transitorio, y por lo tanto la evolución de la velocidad angular de la turbina no depende tan solo de la calibración del controlador de turbina, sino también de la cantidad de agua condensada existente en el interior de la misma. Sin embargo se tiende a pensar que si la turbina se encuentra en condiciones estacionarias para

la misma potencia inicial a partir de la que se produce el rechazo de carga las condiciones serán similares, es decir la cantidad de agua disponible no variaría.

Controlador y respuesta hidráulica:

- La dinámica de las válvulas cumple un papel fundamental, sobre todo en los instantes posteriores de producido el rechazo de carga. Éstas deben cerrar 'instantáneamente' y abrir tan pronto como el regulador lo ordene para evitar velocidades más bajas de lo deseable. Este último requisito se debe a que si las las bombas del primario giran a velocidades menores que un cierto umbral pueden cavitarse. Para evitarlo se activará la señal de SCRAM de reactor.
- Hubiese sido aceptable considerar distintas respuestas hidráulicas de apertura y cierre las válvulas reguladoras, sin embargo como esta respuesta debió ser ajustada se prefirió estimar la menor cantidad de parámetros posible. Éste es el motivo por el cual las válvulas cierran más lentamente en las simulaciones que en la realidad. Este resultado debe tenerse en cuenta porque podría causar una falsa alarma de TRIP de turbina.
- Los resultados del modelo deberán ser comparados con gran cantidad de rechazos de carga antes de que el simulador de la turbina de la CNAI pueda ser utilizado en forma confiable. Las respuestas obtenidas comparados con las de rechazos de carga con cuya documentación se contaba fueron buenas.

Modelo completo:

- Es considerado válido representar el controlador de potencia como un escalón en el momento de producirse el rechazo de carga. Los resultados del modelo en SIMULINK-MATLAB no tenían diferencias notables con los del modelo completo en C, en el que se introdujo la dinámica del regulador por potencia.
- De las simulaciones globales en las que se introdujo el regulador por potencia se deduce que el relé de salto de carga que permite la desconexión del regulador por potencia juega un papel fundamental en la dinámica del conjunto. Durante los instantes posteriores de producido el rechazo de carga, el estatismo es el que produce que el regulador por potencia indique que las válvulas deben cerrarse. Cuando la frecuencia llega a valores inferiores a 3150 rpm el regulador de potencia vuelve a actuar (Ver curva de estatismo, Fig 1.4. y compararla con alguna de las curvas de evolución de velocidad angular del capítulo 4 o 5), a menos que la presión de vapor alcanzada sea la suficiente para que esto no suceda (Ver regulación de presión, fig. 1.3.). Si para este tiempo el regulador por potencia todavía no se ha desconectado la frecuencia sube nuevamente antes de haber alcanzado las 3000 rpm. esta situación provocaría oscilaciones peligrosas.

- Con el regulador simulado con las constantes de tiempo deducidas de los protocolos del año 1993 no había peligro de TRIP de turbina por sobrevelocidad para los rechazos de carga desde el 60 y 80 % de plena potencia.
- El programa en C de la parte térmica está ideado para que funcione en tiempo real en una computadora con procesador 80486 y 66 MHz de velocidad. El mismo fue probado simulando la entrada con una matriz conteniendo las tensiones a la salida del controlador electrohidráulico y cronometrando el tiempo en que tardaba en simular 60 segundos. El tiempo medido fue 56 segundos, por lo que se dispone de 4 segundos para la entrada y salida de datos. El manual de la tarjeta de adquisición de datos usada en la CNAI asegura una frecuencia de muestreo máxima de 31.4 KHz, por lo que, dado el paso de integración y el número de datos a ser leídos y enviados al controlador, el programa podría ser utilizado para simulaciones en tiempo real, realimentando el controlador electrohidráulico de la CNAI durante las paradas.
- Podrían desacoplarse los tiempos de cálculo con los de entrada y salida de datos del programa sin obtener diferencias significativas en los resultados de las simulaciones.
- Cuando se disponga del controlador electrohidráulico real, se podrán hacer pruebas y medir los tiempos de simulación con la tarjeta de adquisición de la CNAI. Esto es necesario porque si bien los resultados mostrados son buenos, somos conscientes que el simulador de turbina no podrá ser utilizado para realimentar el controlador y calibrarlo en base a los resultados sin antes hacer las suficientes pruebas y comparaciones. Por supuesto este resultado es extrapolable al modelo completo del controlador.

Apéndice.

Funciones de transferencia de los bloques que componen el regulador
electrohidráulico de la turbina de la CNAI

Apéndice

Funciones de transferencia de los bloques que componen el controlador electrohidráulico de la turbina de la CNAI.

Se muestran los circuitos electrónicos que componen el regulador electrohidráulico y se determinan las funciones de transferencia de cada bloque de acuerdo a los protocolos de calibración del Departamento de Instrumentación y Control de la CNAI del año 1993. La metodología utilizada para determinar las constantes involucradas fue descrita en el capítulo 3.

1. Transductor de velocidad (S5008).

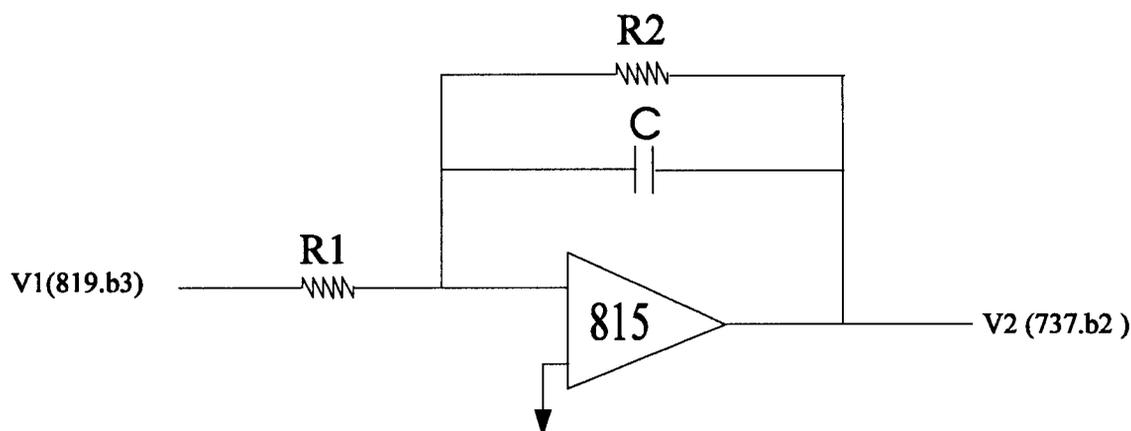
La velocidad angular medida es traducida a valores de tensión, de forma tal que a 3500 rpm le corresponde un valor de -10 volts y a 0 rpm un valor de tensión de 0 Volts. Este dato fue obtenido a partir del Protocolo de Velocidad y Estatismo (S5008/9).

La ecuación representativa de este bloque es:

$$V1 (819.b3) = - K1 \cdot \text{Istwert de velocidad (rpm)}$$

2. Filtro del transductor de velocidad (S5009).

Circuito electrónico



COMENTARIO : Siga la explicación de los bloques con el plano N°0273 de la CNAI o el gráfico 1.2 .

Planteando las ecuaciones que permiten conocer la tensión a la salida del Circuito electrónico, conocida la tensión de entrada, se llega a la siguiente función de transferencia en transformada de Laplace:

$$V_2 = \frac{-K_2}{1 + T_1 \cdot s} \cdot V_1 .$$

La respuesta temporal a una función tipo escalón en 819.b3 está dada por:

$$V_2(t) = V_2(0) - K_2 |V_1| (1 - e^{-t/T_1})$$

donde :

$$K_2 = R_2 / R_1$$

$$T_1 = R_2 \cdot C$$

Las constantes involucradas halladas en base a estudios de los protocolos de procedimientos son:

$$K_2 = 0,997$$

$$T_1 = 0,001524 \text{ s.}$$

La constante de tiempo T_1 se obtuvo a partir del ajuste de la curva mostrada en la figura

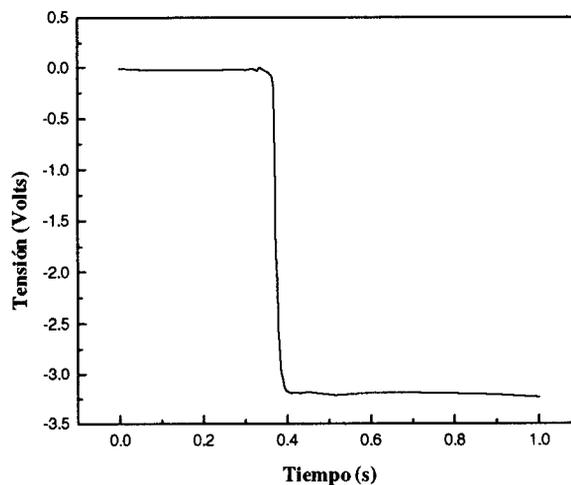


Fig 1. Filtro del transductor de velocidad.: Respuesta en 737.b2 a un escalón de +3 V en 819.b3. Curva digitalizada a partir de la mostrada por la referencia [23]. Constante de tiempo: $T_1 = 0,001524 \text{ s.}$

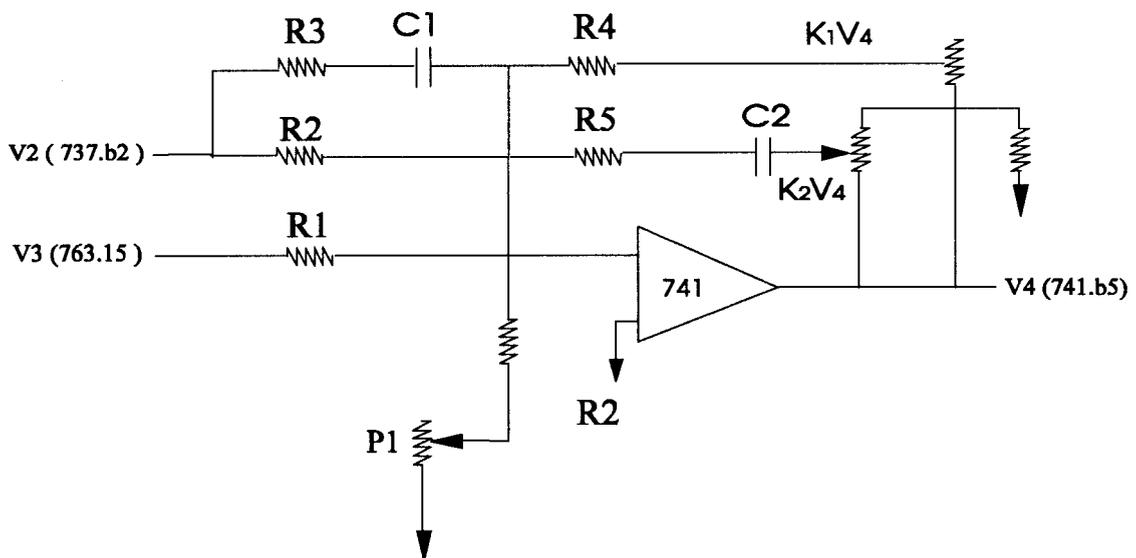
3. Regulador de velocidad (S5007).

Las señales de entrada a este Circuito electrónico son:

- La tensión proveniente del bloque S5009 (Filtro del transductor de velocidad, V2(737.b2))
- La tensión proveniente del sollwert de velocidad, bloque S5002. V3 (763.15)

Esta última es tal que en estado estacionario 3500 rpm corresponden a -10 Volts y a 0 rpm corresponden 0 Volts en 763.15. De acuerdo al gráfico 2 del procedimiento de calibración del 23-02-93, la rampa de sollwert de velocidad está limitada en un valor de 0,05 Volts/segundos. Este último resultado es relevante solo durante el transitorio de arranque. El valor del sollwert de velocidad lo elige el operador de tal forma que únicamente con el regulador de velocidad se alcance el valor de apertura de válvulas que permita un caudal de vapor de admisión a turbina que entregue 21 Mwatt (potencia necesaria para consumo interno).

Circuito electrónico



Función de transferencia en transformada de Laplace :

$$V_4 = \frac{1+T_2 \cdot s}{1+T_3 \cdot s} \left(K_3 \frac{1+T_4 \cdot s}{1+T_1 \cdot s} \cdot V_2 + K_5 \cdot P_1 + K_4 \cdot V_3 \right)$$

La respuesta temporal a un escalón en 763.15 es:

$$V_4(t) = -V_3 K_4 \left[\left(\frac{T_2}{T_3} - 1 \right) e^{-t/T_3} + 1 \right]$$

La respuesta temporal a un escalón en 737.b2 es:

$$V_4(t) = V_2 K_3 \left[\left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_2 T_4}{T_3 T_1} \right) \left(\frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_1} \right) \frac{T_1}{T_4} e^{-t/T_3} - \left(\frac{T_4}{T_3} - \frac{T_2 T_4}{T_3 T_1} \right) \left(\frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_1} \right) \frac{T_3}{T_4} e^{-t/T_1} - 1 \right]$$

donde :

$$T_1 = C_1 R_3$$

$$T_2 = R_5 C_2$$

$$K_2 C_2 \left(\frac{R_4}{K_1} + \frac{R_5}{K_2} \right)$$

$$K_5 = \frac{\alpha R_4}{K_1 R_6}$$

$$K_3 = \frac{R_4}{K_1 R_2}$$

$$T_4 = C_1 (R_2 + R_3)$$

$$T_5 = C_1 R_3$$

$$K_4 = \frac{R_4}{K_1 R_1}$$

Las constantes halladas son:

$$K_3 = -16,5$$

$$K_4 = -16,5$$

$$T_3 = 6,75218$$

$$T_4 = 0,5834$$

$$T_1 = 0,071$$

$$T_2 = 3,82122$$

Estas constantes fueron deducidas del protocolo de calibración correspondiente a este bloque. De los procedimientos 1 al 4 se dedujeron los offsets, valores estacionarios y constantes de proporcionalidad. Las constantes de tiempo se hallaron al obtener la respuesta temporal del Circuito electrónico para una entrada tipo escalón, conjuntamente

con los gráficos de los procedimientos de calibración N° 5 y 9, correspondientes al protocolo previamente mencionado y los resultados de dichos escalones para $t \rightarrow 0$ y $t \rightarrow \infty$. En las figuras 2 y 3 se observan dos de los gráficos mencionados.

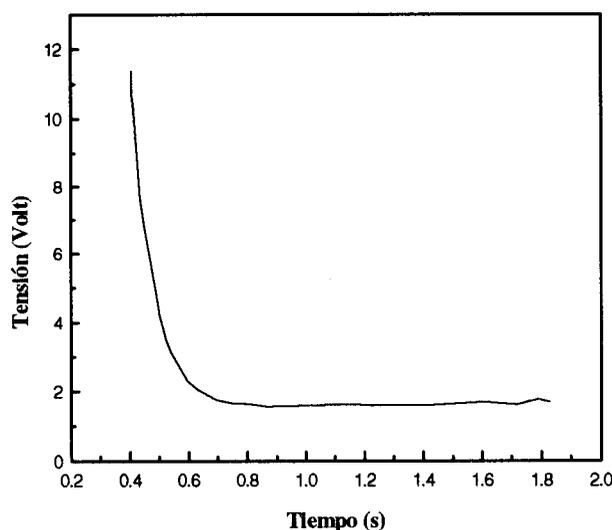


Fig 2. Regulador de velocidad: Respuesta en 741.b5, debido a un escalón de +0,15 V en 737.b2. Se muestra uno de los cuatro gráficos presentados en el procedimiento N° 5 del protocolo de calibración correspondiente al bloque S5007. Los otros gráficos corresponden a escalones de -0,15 V y $\pm 0,6$ Volts en 737.b2.

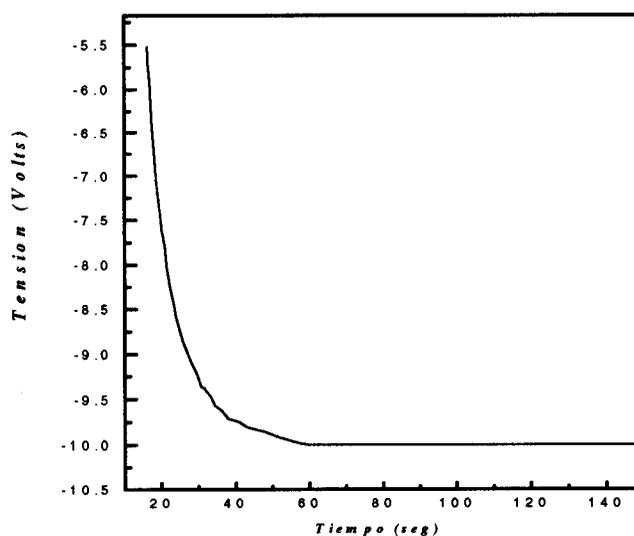
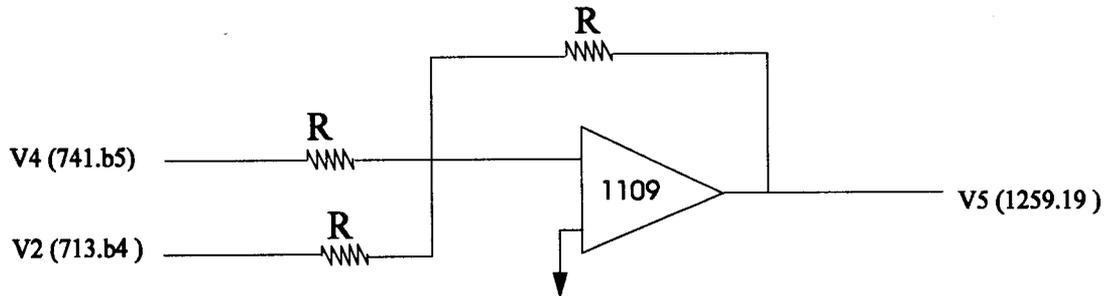


Fig 3. Regulador de velocidad: Respuesta en 741.b2, debido a un escalón de +0,6 V en 763.15. Corresponde al gráfico N°1 del procedimiento de calibración N°9.

4. Sollwert de posición (Sumador-inversor) (S5011).

Circuito electrónico



La función de transferencia expresada en transformada de Laplace:

$$V_5 = - (V_4 + V_2)$$

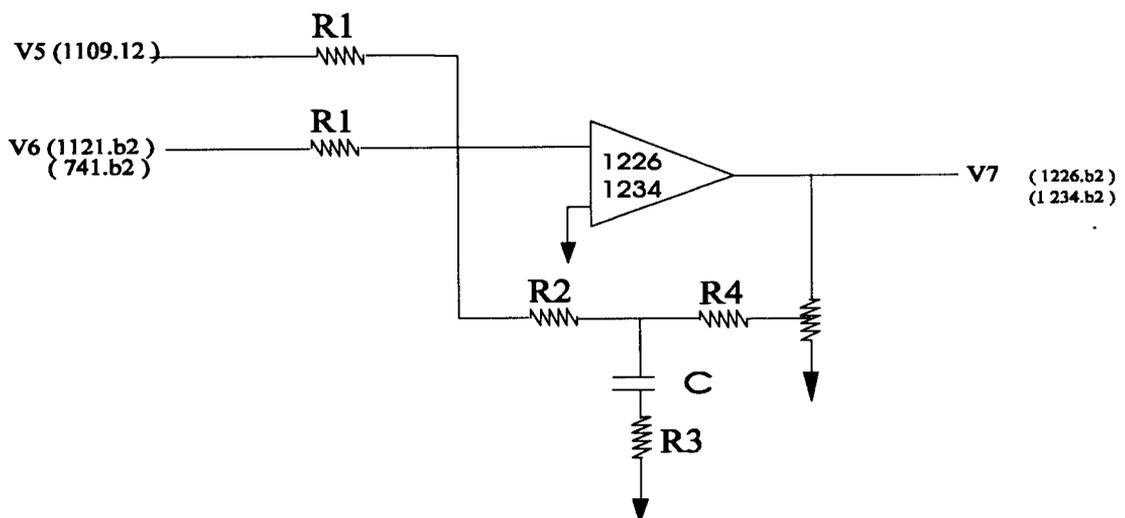
Las constantes involucradas se obtuvieron del protocolo de calibración correspondiente al sollwert de posición (JC06-S5011) del 4/3/93.

Se encontró :

$$V_5 = - (0,765 V_4 + 0,997 V_2 + 0,0248)$$

5 Regulador de apertura. Parte derivativa.

Circuito electrónico



Función de transferencia en transformada de Laplace:

$$V_7 = -K_5 \left(\frac{1+T_6 \cdot s}{1+T_7 \cdot s} \right) (V_5 + V_6).$$

La respuesta de este bloque a un escalón en V_5 y V_6 es:

$$V_7(t) = -K_5 \cdot (V_5 + V_6) \cdot \left[1 + \left(\frac{T_6}{T_7} - 1 \right) e^{-t/T_7} \right]$$

donde:

$$K_5 = \frac{R_2 + R_4}{K R_1}$$

$$T_6 = \left(R_3 + \frac{R_2 R_4}{R_2 + R_4} \right) C$$

$$T_7 = R_3 \cdot C$$

Los valores de las constantes encontrados de acuerdo al protocolo de calibración correspondiente al regulador de apertura son:

	Canal 1226	Canal 1234
K5	1,5	1,5
T6	0,1485	0,163
T7	0,00951	0,01046

Las constantes de tiempo se obtuvieron en base a las respuestas a escalones en 1109. Las curvas ajustadas se muestran en las figuras 4 y 5.

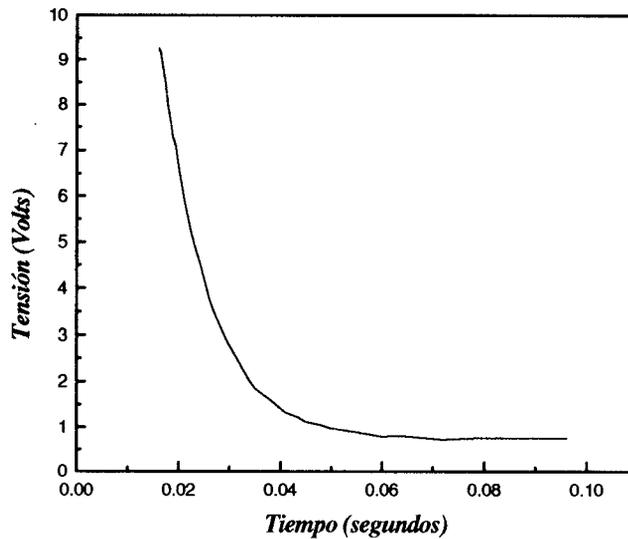


Fig 4 Regulador de apertura, parte derivativa. Respuesta en 1226.b2, debido a un escalón de -0,4 Volts en 1109.12. Corresponde al gráfico N°1 del procedimiento N°7 del protocolo de calibración correspondiente a este bloque (Fecha de realización: 03/09/93).

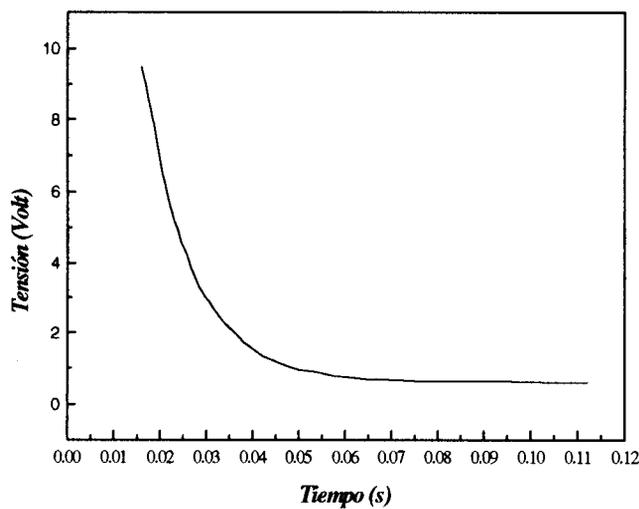
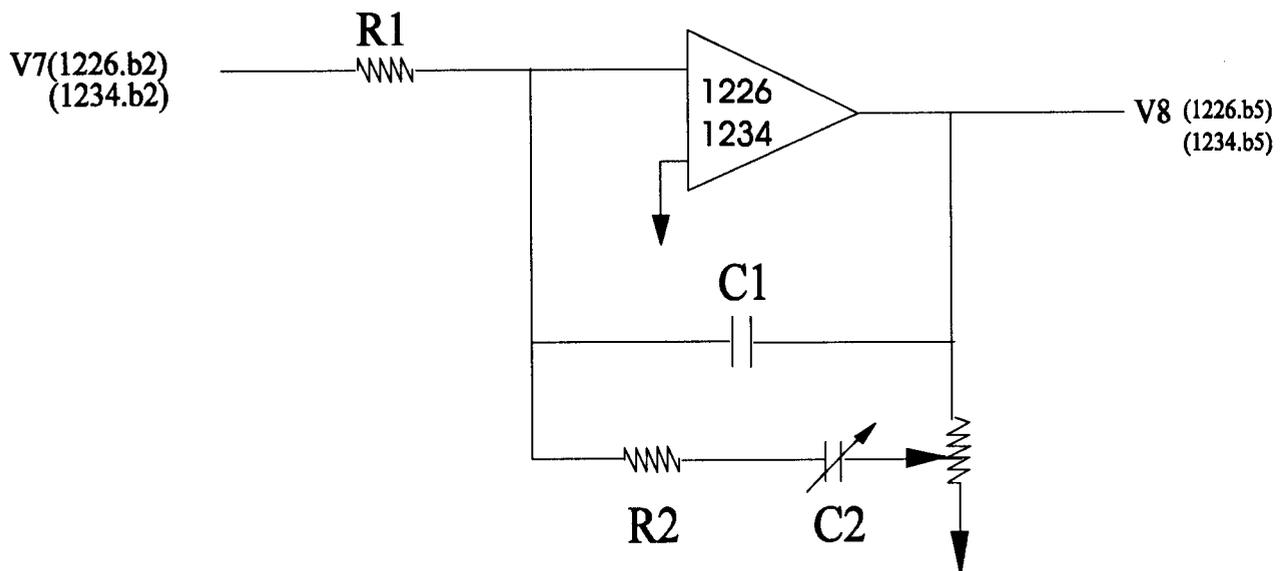


Fig 5. Regulador de apertura, parte derivativa. Respuesta en 1234.b2, debido a un escalón de -0,4 Volts en 1109.12. La referencia corresponde a la del gráfico N° 4

6. Regulador de apertura. Parte integradora (S5013).

Circuito electrónico



Función de transferencia en transformada de Laplace :

$$V_8 = -K_6 \left(\frac{1+T_8 \cdot s}{1+T_9 \cdot s} \right) V_7$$

La respuesta de este Circuito electrónico a un escalón en V_7 es:

$$V_8(t) = -K_6 V_7 \left[t + (T_8 - T_9) + (T_9 - T_8) e^{-t/T_9} \right] + V_8(0)$$

Las constantes involucradas corresponden a las siguientes expresiones teóricas:

$$K_6 = \frac{1}{C_1 R_1 (1 + K C_1 / C_2)}$$

$$T_8 = R_2 C_2$$

$$T_9 = \frac{R_2 C_2}{1 + K C_1 / C_2}$$

los offsets y constantes de proporcionalidad se obtuvieron en base al estudio de los procedimientos 1 al 6 del informe de calibración correspondiente

Los valores de saturación y las constantes de integración se obtuvieron del proc. 9.
(Fecha :06/03/93)

En la siguiente tabla se dan los valores hallados para los dos canales :

	Canal 1226	Canal 1234
K5	0,649633	0,333
T8	0,1403	0,1466
T9	0,0049	0,0058
Valores de saturación		
Mínimo	-5,01	-4,995
Máximo	12,06	11,95

Las constantes de tiempo T₈ y T₉ se obtuvieron del ajuste de las curvas presentadas en de los gráficos 6 y 7.

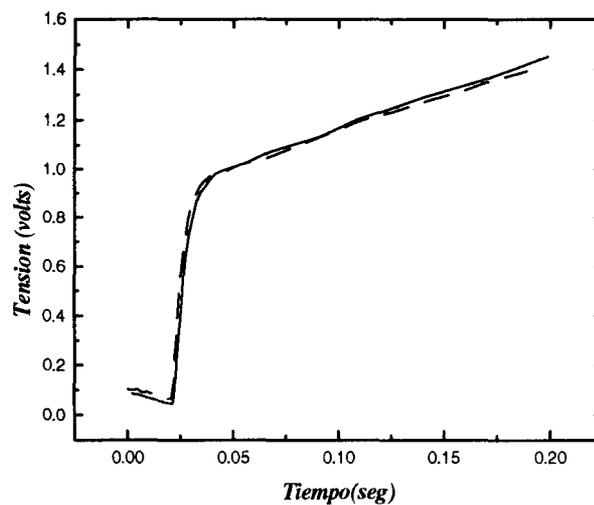


Fig 6. Regulador de apertura, parte integral. Respuesta a un escalón en la entrada (Curva obtenida de la referencia [23]).

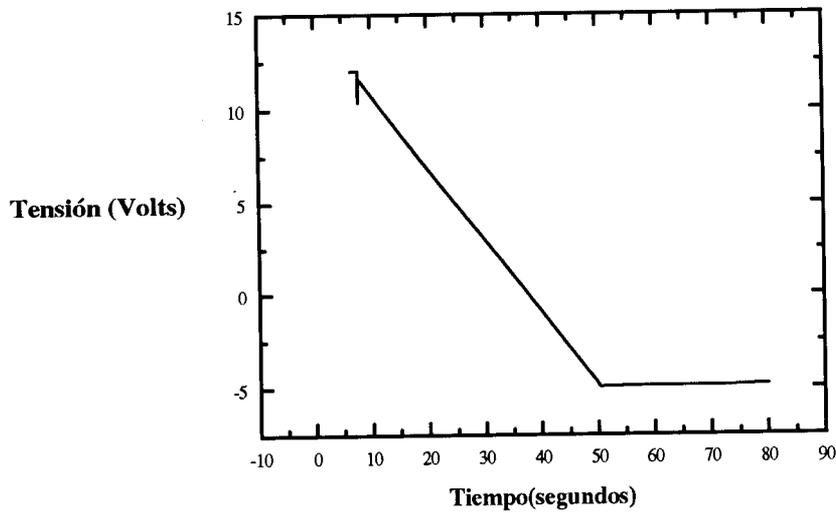
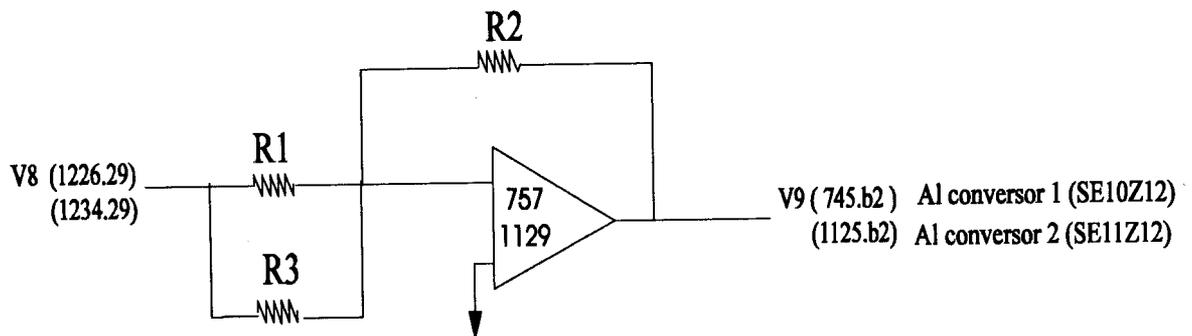


Fig.7 Regulador de apertura PID. Respuesta en 1234.b5 a un escalón de -0,4 Volt en 1019.19. En el mismo procedimiento de calibración se encuentra un gráfico similar para el regulador de apertura correspondiente al canal 1226.

7. Amplificador de potencia (S5007 / S5011).

Circuito electrónico



Ecuación en transformada de Laplace:

$$V_9 = -G V_8$$

donde :

$$G = \frac{R_2}{R_1 R_3} (R_1 + R_3)$$

Los valores hallados son:

	Canal 1226	Canal 1234
G	1,354	1,314

8. Conversores electrohidráulicos (S5007/S5011).

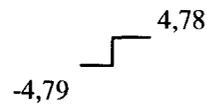
Los conversores electrohidráulicos pueden aproximarse por sistemas de primer orden si se desprecian efectos inerciales. Las constantes de tiempo se obtuvieron del estudio de los protocolos correspondientes a ensayos dinámicos de junio del 1993. En los gráficos 8 y 9 se muestran respuestas de los conversores ante entradas tipo escalones en las entradas (745.b2 y 1225.b2), de los cuales se obtuvieron las constantes de tiempo.

Del procedimiento de calibración correspondientes a los **Istwert de posición** del 93/03/11 se obtienen los siguientes valores en estado estacionario:

Conversor SE10Z012

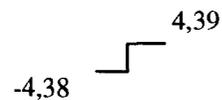
Del gráfico N° 1, procedimiento N° 6:

$V(1117.b2)=1,805.V(V1125.b2) + 8,046$ Saturaciones:



Del gráfico N° 2, procedimiento N° 6:

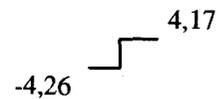
$V(1117.b5)= 1,623.V(V1125.b2) +7,275$ Saturaciones:



Conversor SE11Z012

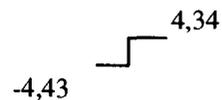
Del gráfico N° 3, procedimiento N° 8:

$V(753.b2)= 1,418 . V(V745.b2) + 7,121$ Saturaciones:



Del gráfico N° 4, procedimiento N° 9:

$V(753.b5)= 1,477 . V(V745.b2) + 7,417$ Saturaciones:



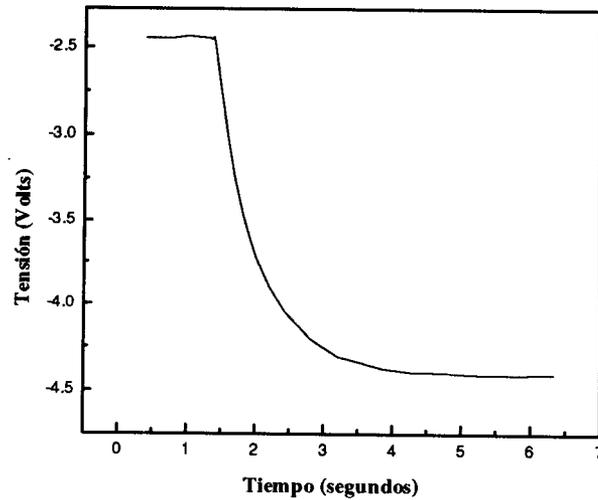


Fig 8 *Convertor SE10Z12* : (Corresponde a canal 1226). Respuesta a un escalón de -2 Volts en 745.b2. $\tau = 0,5922$. (Extraído del protocolo de ensayos dinámicos de junio de 1993).

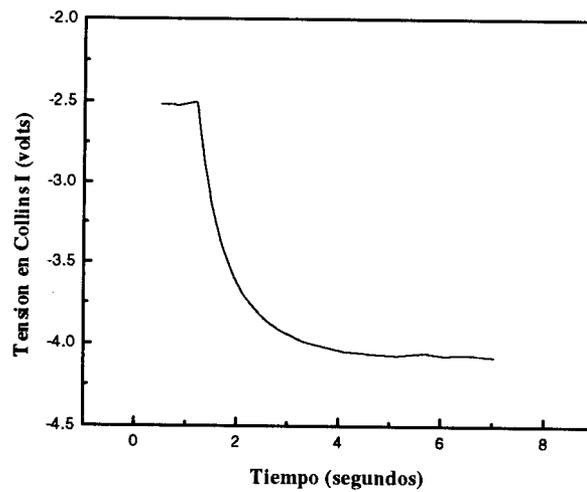
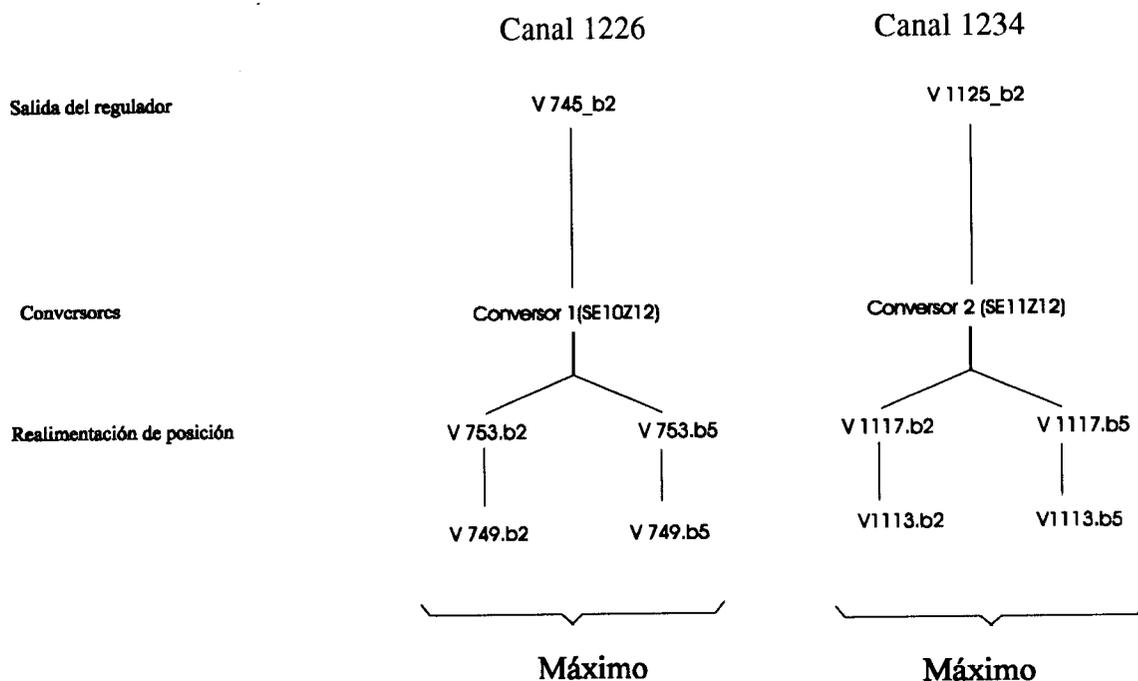


Fig 9 *Convertor SE11Z12* : Corresponde a canal 1234. Respuesta a un escalón de -2 Volts en 1125.b2. en 1113 $\tau = 0,6292$. (Extraído del protocolo de ensayos dinámicos de junio de 1993).

9. Istwert de posición

El siguiente esquema muestra la realimentación de posición de las válvulas :



El máximo valor entre 749.b2 y 749.b5 es la señal de entrada al bloque S5007/S5011 (Istwert de posición) del canal 1226 . Lo mismo ocurre entre las tensiones en 1113.b2 y 1113.b5 y el canal 1234.

De los procedimientos de calibración correspondientes al **Istwert de posición** (Selectores de máximo) (JC06-S5007/S5011) se obtiene:

Procedimiento 6:

$$V(749.b2/b5) = -1,046 \cdot V(753.b2) - 5,097$$

Saturaciones: $-10,01$ 0,001

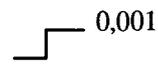
Procedimiento 7:

$$V(749.b2/b5) = -1,142 \cdot V(753.b5) - 5,003$$

Saturaciones: $-10,002$ 0,001

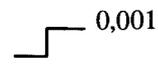
Procedimiento 8:

$$V(1113.b2/b5) = -1,192289 \cdot V(1117.b2) - 5,07815$$

Saturaciones: -10,5  0,001

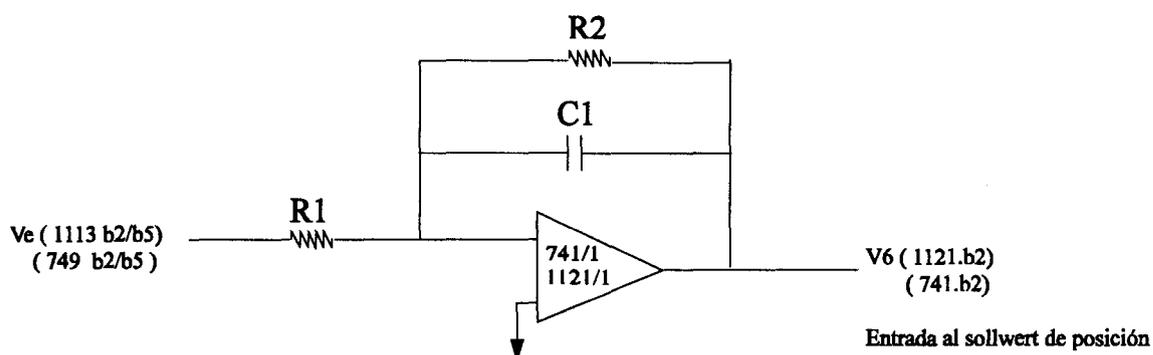
Procedimiento 9:

$$V(1113.b2/b5) = -1,4264 \cdot V(1117.b5) - 5,061$$

Saturaciones: -10,02  0,001

Los máximos 749 b2/b5 y 1113 b2/b5 son la entrada a los canales 1226 y 1234 respectivamente.

Circuito electrónico



Función de transferencia:

$$V_6 = \frac{-K}{1 + T \cdot s} \cdot V_{el}$$

La respuesta temporal a un escalón en V_e es:

$$V_6(t) = V_6(0) - K V_{el} \left(1 - e^{-t/T}\right)$$

Valores hallados de acuerdo al protocolo Istwert de posición del 93/03/06 (Tareas 16 en adelante):

	Canal 1226	Canal 1234
K	0,999	0,998
T	0,45466	0,19553
Valores de saturación		
Mínimo	0	0
Máximo	9,99	9,998

Las constantes de tiempo se obtuvieron a partir del ajuste con funciones exponenciales decrecientes de las curvas presentadas en los gráficos 10 y 11.

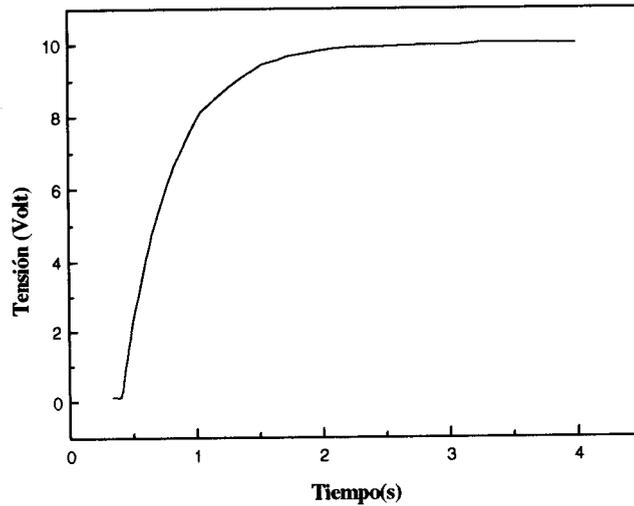


Fig 10 *Istwert de posición* : Respuesta en 741.b2 a un escalón de -10 V en 749.13/28 $\tau = 0,4544$ s.(Tarea 16 del protocolo mencionado, gráfico del punto 19)b)

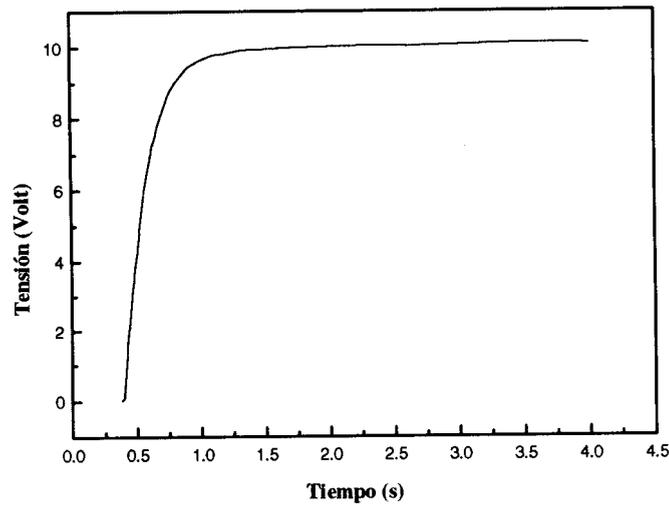


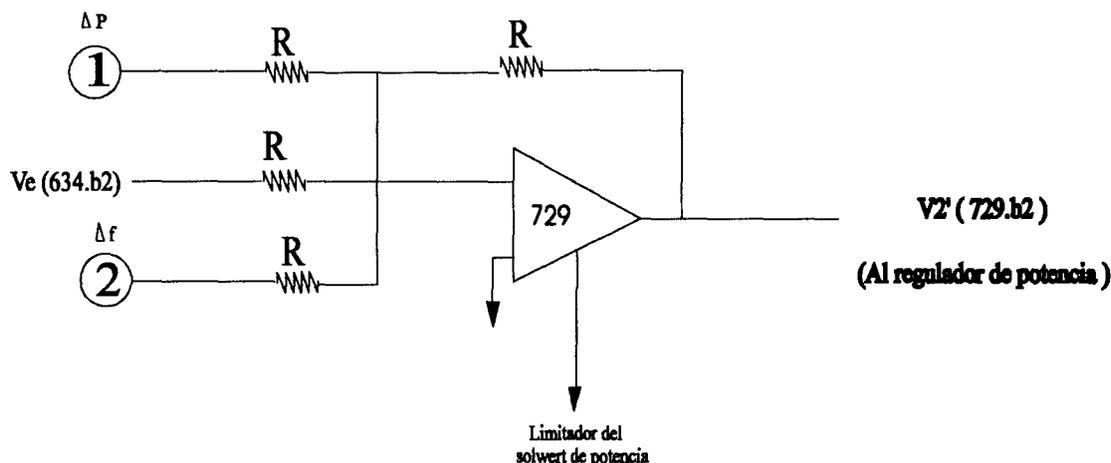
Fig 11 *Istwert de posición* : Respuesta en 1121.b2 a un escalón de -10 V en 1113.13/28. $\tau = 0,19553$.(Tarea 18 del protocolo mencionado, gráfico del punto 19)b))

Formación de la señal de entrada al Sollwert de posición por el canal de potencia.

La entrada del sollwert de posición correspondiente al regulador de potencia (V_0 en 1259.11) se introdujo en el programa en SIMULINK-MATLAB como un escalón. No obstante se presenta a continuación la parte del controlador electrohidráulico correspondiente a la regulación por potencia. Las funciones de transferencia que se dan pueden ser luego introducidas para probar otros transitorios distintos al de rechazo de carga, tales como : modificación de presión de vapor vivo, cambios de frecuencia, potencia, etc. Esto no se hizo en el programa en SIMULINK-MATLAB debido a que los tiempos de simulación se hacen inmanejables.

10. Formación del Sollwert de potencia:

Circuito electrónico



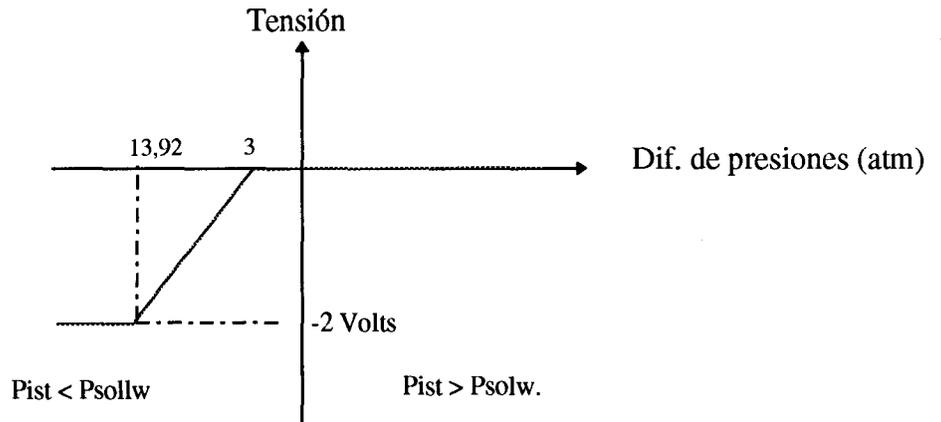
El estudio de este Circuito electrónico permite encontrar la siguiente función de transferencia:

$$V_2' = - (\textcircled{1} + \textcircled{2} + V_e)$$

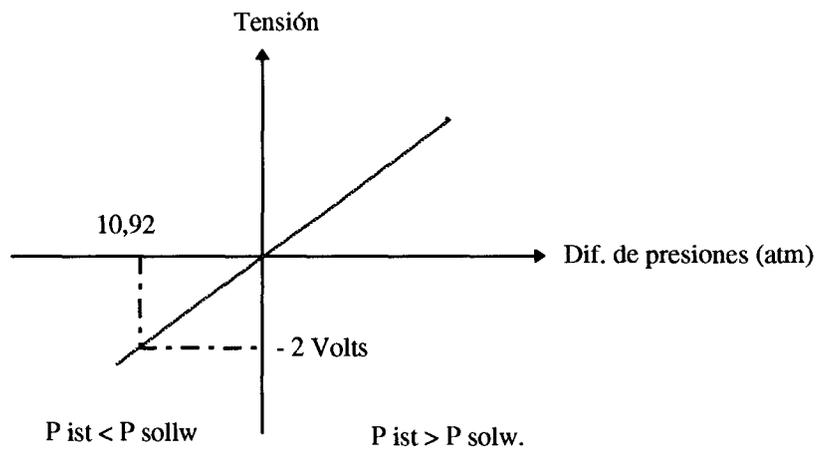
V_e en 634.b2 : En estado estacionario 10 Volts en 634.b2 corresponden a un istwert de potencia de 400 Mwatt de acuerdo al procedimiento de calibración correspondiente al SW. de potencia (S5003) del 2/3/93. La rampa de potencia está limitada de acuerdo a valores dados por el operador cuando el dispositivo limitador de rampa (Leistung Gradient) está conectado o 40 Mwatt/min cuando está desconectado.

① **Regulación de presión.** Bloque S5005.

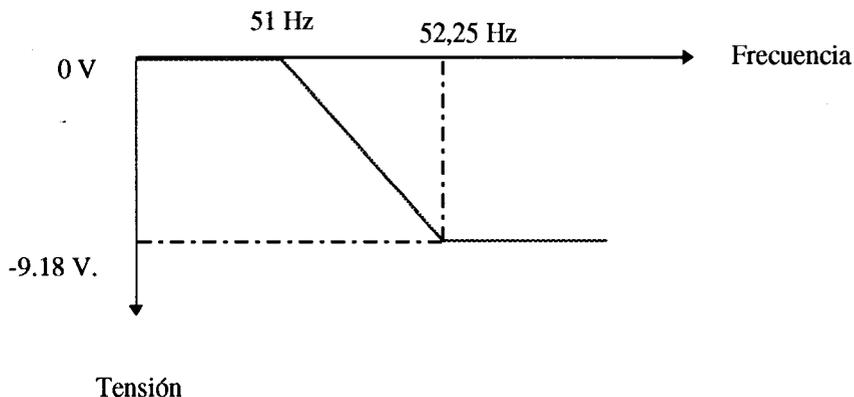
De acuerdo al gráfico N° 3 correspondiente al proc. N° 23 La curva de regulación de presión correspondiente al modo 'Mindruck' (seguimiento de carga por reactor) es la siguiente:



De acuerdo al gráfico N°2 correspondiente al proc. N° 21 La curva de regulación de presión correspondiente al modo 'Vondruck' (seguimiento de carga por turbina) es la siguiente:

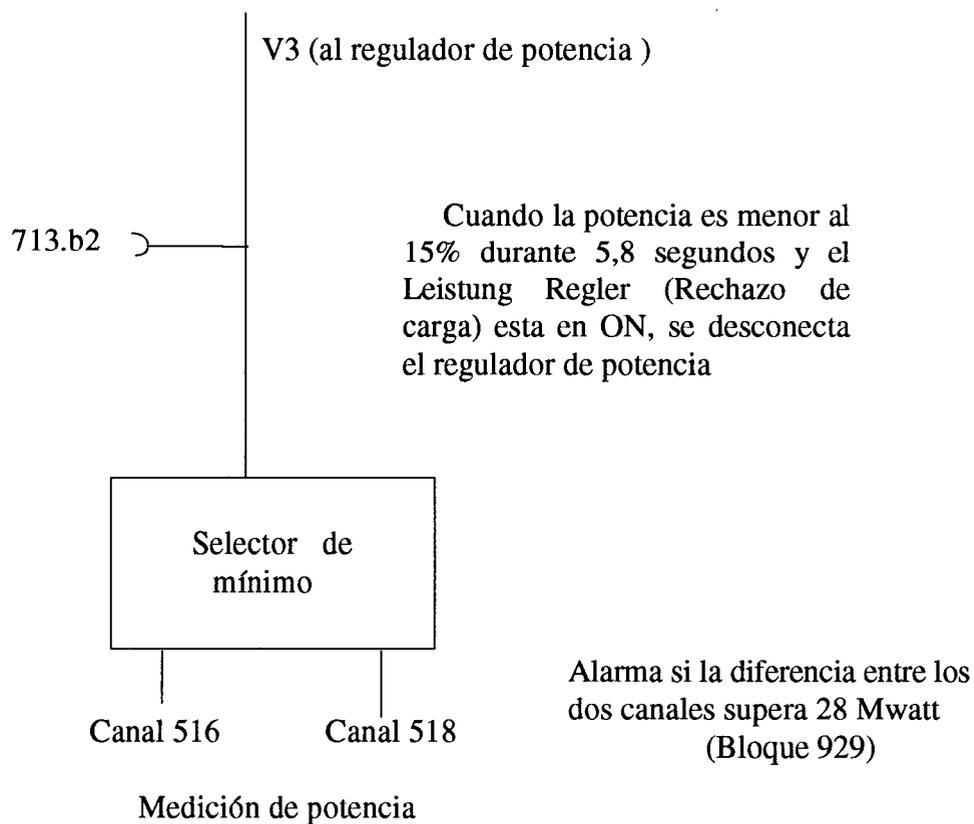


② **Estatismo.** Bloque S5008/S5009. Es la curva de corrección por frecuencia mostrada extraída del procedimiento de calibración del 24/02/39. Del protocolo correspondiente a Istwert de Velocidad y Estatismo. La curva se muestra a continuación:



11. Istwert de potencia.

La potencia entregada a la red forma una de las señales de entrada al controlador electrohidráulico. Esta es recibida por dos canales (516 y 518). El siguiente esquema muestra cómo se forma la tensión de entrada al regulador de potencia proveniente del istwert de potencia.

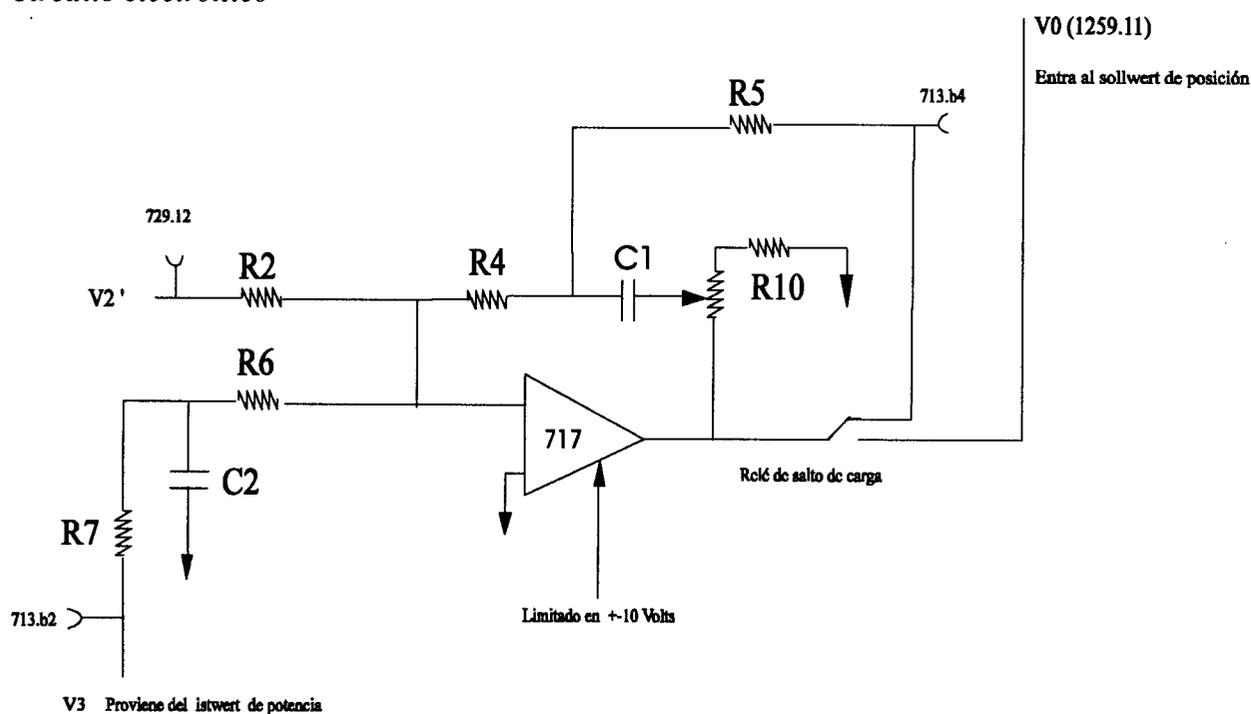


De acuerdo al procedimiento de calibración correspondiente al istwert de potencia:

$$V(713.b2) = \text{Mfn.} \begin{cases} 0,024925 \text{ Potencia (Mwatt)} + 0,03 & \text{Canal 518} \\ 0,02439 \text{ Potencia (Mwatt)} + 0,007 & \text{Canal 516} \end{cases}$$

12. Regulador de potencia (S5006)

Circuito electrónico



Función de transferencia en transformada de Laplace:

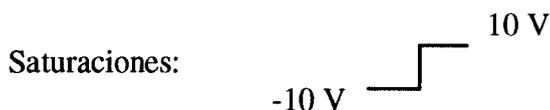
$$V_0 = - \left(\frac{1 + T_1 \cdot s}{s} \right) \left(K_2 \cdot V_2 + \frac{K_3}{1 + T_2 \cdot s} \cdot V_3 \right)$$

Respuesta temporal a un escalón en V_3 :

$$V_0 = -k_3 V_3 \left[t + (T_1 - T_2) + (T_2 - T_1) e^{-t/T_2} \right] + V_0(0)$$

Valores hallados de acuerdo al protocolo de calibración del Regulador de potencia del 93/03/02 :

$T_1 = 1,57$ s.
 $T_2 = 0,3625$ s.
 $K_2 = 0,85498$
 $K_3 = 0,8760$



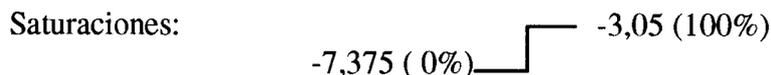
13. Del convertor E-H a las válvulas reguladoras.

Las tensiones de entrada a cada uno de los dos convertidores E-H se traduce en una presión de aceite secundario. La mínima de estas presiones es la que determina el porcentaje de apertura de las válvulas. Estas se calibran de forma tal que la válvula 1 (SA11S002) sea la primera en abrir y la última en cerrar. De acuerdo a protocolos del 93/03/10 los valores en estado estacionario eran:

Válvula 1:

Volt >-3,7942 Apertura V1=49,6156.Volt + 251,3278

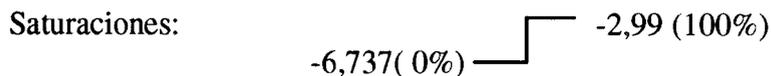
Volt <-3,7942 Apertura V1=17,615.Volt + 129,91



Válvula 2

Volt >-3,78 Apertura V2=60,37012.Volt + 280,5066

Volt <-3,78 Apertura V2=17,6894.Volt + 119,1735



Válvula 3

Volt >-3,9716 Apertura V3=49,69618.Volt + 251,57182

Volt <-3,9716 Apertura V3=18,57182.Volt + 127,9598

Saturaciones:  -3,05 (100%)
-6,89 (0%)

Válvula 4

Volt >-3,79 Apertura V4=60,37012.Volt + 281,93335

Volt <-3,79 Apertura V4=17,6894.Volt + 120,17343

Saturaciones:  -3,05 (100%)
-6,79 (0%)

Volt representa la tensión mínima entre la que hay en 745.b2 (Canal 1226, Conversor SE10Z12) y 1225.b2 (canal 1234, Conversor SE11Z12)

Las constantes de tiempo de las válvulas fueron ajustadas por no tener datos suficientes para su determinación, los valores deducidos son:

$\tau_{\text{Válvula 1}}$: 1,55 s

$\tau_{\text{Válvula 2}}$: 1,61 s

$\tau_{\text{Válvula 3}}$: 1,53 s

$\tau_{\text{Válvula 4}}$: 1,74 s

Bibliografía.

Bibliografía

- [1] *Ing Lobato. Termodinámica.* Apuntes de la CNAI.
- [2] *Gerencia de Area Centrales Nucleares. Gerencia Central Nuclear Atucha I.* Análisis Probabilístico de Seguridad CNAI.
- [3] Ing. A. Lobato. *Recopilación de temas introductorios a la regulación y protección de la turbina a vapor de 370 Mwatt de la CNA.* Apuntes de la CNA. (1981).
- [4] *Plano del circuito secundario de la CNAI.*
- [5] *Plano N° 0273 de la CNAI. Controlador electrohidráulico.*
- [6] *Kraftwerk Union. Manual de la turbina de la CNAI.*
- [7] *Ing. Ovando. Algunos aspectos de la regulación de Potencia. Central Nuclear Atucha I.*(1976).
- [8] *Plano del circuito hidráulico del secundario de la CNAI..*
- [9] *Pavel Hejzlar, Olga Ubra and Jaroslav Ambroz. A computer program for transient analysis of steam turbine generator overspeed.* Nuclear Engineering and Design 144. (1993) 469-485.
- [10] *P.V. Girija Shankar. Simulation model of a Nuclear Reactor Turbine.* Nuclear Engineering and Design. (1977).
- [11] *L.G.K. Murty, D.D. Kale, Thermodynamics transient in Nuclear Steam Turbines.* Nuclear Engineering and Design 66 (1981) 117-124
- [12] *Wn. Garland et al.. Extensions to the approximate functions for the fast calculation of light-water properties at saturation.* Nuclear Engineering and Design 36 (1992)381-388.
- [13] *Turboplant. Development of a Dynamic Model of a BWR Nuclear Power Plant.* Danish Atomic Energy Commission Research. (Riso report N° 335)
- [14] *S. L. Dixon. Thermodynamics of turbomachinery.* Chapter 4. Pergamon Press 1975..

[15] **Girardi, Alejandro.** *Código de simulación del sistema secundario de la CNA ante rechazo de carga e interacción con la red eléctrica.* Trabajo especial de Ingeniería nuclear.(1987)

[16] **Mc Fadden, J.H. et. al.** *Retrán. A Program for Transient Thermal Hydraulic Analysis of Complex Fluid Steam Systems.* EPRI N.P. 1850. Chapter 2. (VI-24). (Mayo 81)

[17] **Gene F. Franklin. J. David Powell, Michael L. Workman.** *Digital Control of Dynamic Systems.* Chapter 8.

[18] **SIMULINK®-User's Guide.** *Dynamic System Simulation Software. The Math Works.*

[19] Informe personal del Ing. E. Arostegui de la CNAI.

[20] *PC-LabCard. PCL-711B. User's Manual.*

[21] *User Manual for DT2808, DATA TRANSLATION.* (1983).

[22] *Manual del usuario de una Keithley 570. (Cedido por la División Reactor del CAB)*

[23] **Ing Semmoloni. Ing. Boselli.** *Identificación y modelado. Sistema de regulación de velocidad de la CNA*