

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

"ANALISIS TEORICO EXPERIMENTAL DEL CONTROL DE  
TEMPERATURA DE UNA CALDERA"

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:

INGENIERO MECANICO

REALIZADA POR:

OSCAR FERNANDO TANDAZO OJEDA

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.986

DEDICATORIA

A MIS PADRES

*Eduardo Orces Pareja*

ING. EDUARDO ORCES PAREJA  
DECANO FAC. ING. MECANICA  
DIRECTOR DE TESIS

*Nelson Cevallos B*

ING. NELSON CEVALLOS B  
VICERRECTOR DE LA ESPOL  
TRIBUNAL DE GRADO

*Alfredo Torres*

ING. ALFREDO TORRES  
TRIBUNAL DE GRADO

*Guido Franco*

ING. GUIDO FRANCO  
TRIBUNAL DE GRADO

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL "

( Reglamento de Exámenes y Titulos Profesionales de la ESPOL ).



OSCAR FERNANDO TANDAZO OJEDA

## RESUMEN

Esta tesis comienza con un enfoque general sobre los factores que influyen en la temperatura del vapor y los diversos metodos usados para controlar dicha temperatura. Luego sigue con la descripcion de los sistemas y circuitos principales del generador del vapor, haciendo enfasis en la aplicacion que tiene la instrumentacion en dichos sistemas. Continua con la descripcion de los principios de funcionamiento de los elementos del sistema de control de la caldera como son estos los transmisores, selectoras y elementos finales de control.

Luego de esta exposicion general se particulariza el estudio en el analisis del sistema de control de temperatura. Se encuentra un modelo teorico - experimental usando el metodo de la respuesta a la frecuencia.

Este modelo se lo prueba con cambios de carga para observar su respuesta y compararlo con el modelo real en operacion. Se aplica tambien la tecnica de respuesta a la frecuencia para el analisis de estabilidad. Termina el estudio con el analisis de los resultados obtenidos y las conclusiones y las recomendaciones.

## INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

INTRODUCCION

CAPITULO I

FUNDAMENTOS DE CONTROL

1.1. GENERALIDADES.....

1.2. ANALISIS DINAMICO DE LOS CONTROLADORES....

1.2.1. Caracteristicas de las acciones de control proporcional, integral y derivativo.....

1.2.2. Efecto de compensacion de los controladores sobre el proceso.....

1.2.3. Justificacion teorica de los metodos de ajuste de los controladores....

1.3. METODOS DE AJUSTE DE LOS CONTROLADORES....

1.3.1. Metodo de prueba sistematico.....

1.3.2. Metodo de sensibilidad ultima.....

1.3.3. Metodo de la curva de reaccion.....

CAPITULO II

DESCRIPCION DE LA PLANTA

2.1. GENERALIDADES.....

- 2.2. LA CALDERA.....
- 2.3. SISTEMA DE CONTROL DE LA CALDERA.....
  - 2.3.1. Control maestro de presión de vapor
  - 2.3.2. Control de temperatura de vapor....
  - 2.3.3. Control de nivel del domo.....
- 2.4. ATEMPERADOR.....

CAPITULO III

ELEMENTOS DE CONTROL DE TEMPERATURA DE LA CALDERA

- 3.1. TRANSMISORES.....
  - 3.1.1. Transmisor de temperatura de vapor principal.....
  - 3.1.2. Transmisor de temperatura a la salida del atemperador.....
  - 3.1.3. Transmisor de flujo de aire.....
- 3.2. RELEVADORES.....
- 3.3. SELECTORA.....
- 3.4. ELEMENTO FINAL DE CONTROL.....
  - 3.4.1. Valvula de control.....

CAPITULO IV

MODELO MATEMATICO DEL CONTROL DE TEMPERATURA DE LA CALDERA

- 4.1. TRANSMISOR DE TEMPERATURA.....
- 4.2. CONTROLADOR.....
- 4.3. VALVULA DE CONTROL.....

- 4.4. MODELO COMPLETO DEL SISTEMA DE CONTROL.....
- 4.5. OBTENCION DE CURVAS DE COMPORTAMIENTO.....

CAPITULO V

OPTIMIZACION DE PARAMETROS DEL CONTROLADOR

- 5.1. AJUSTE PRELIMINAR DE LOS CONTROLADORES.....
- 5.2. AJUSTE FINAL DE LOS CONTROLADORES.....

CAPITULO VI

ANALISIS DE LOS RESULTADOS

- 6.1. COMPARACION ENTRE EL COMPORTAMIENTO TEORICO Y EXPERIMENTAL DEL CONTROL DE TEMPERATURA DE LA CALDERA.....

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFIA

## INDICE DE FIGURAS

---

No.		PAG
1.1.	DIFERENTES METODOS DE CONTROLAR LA TEMPERATURA.....	26
1.2.	CONTROL PROPORCIONAL.....	39
1.3.	ESQUEMA DE CONTROLADOR TIPO AD.....	39
1.4.	DIAGRAMA DE BLOQUES DE UN CONTROLADOR PROPORCIONAL.....	45
1.5.	ESQUEMA DE CONTROLADOR TIPO AD DE ACCION PI.	47
1.6.	RESPUESTA DEL SISTEMA TOBERA-OBTURADOR ANTE UNA PERTURBACION ESCALON EN EL CONTROLADOR PI.....	47
1.7.	DIAGRAMA DE BLOQUES DE UN CONTROLADOR PI....	50
1.8.	RESPUESTA A UN ESCALON DEL CONTROLADOR PI...	54
1.9.	DIAGRAMA DE BLOQUES DE UN CONTROLADOR PD....	55
1.10.	CONTROLADOR PID.....	58
1.11.	TOBERA-OBTURADOR.....	58
1.12.	MOVIMIENTO DE LA PLACA DE BALANCE.....	61
1.13.	DIAGRAMA DE BLOQUES DEL TOTALIZADOR.....	63
1.14.	DIAGRAMA DE BODE DE UN CONTROLADOR PROPORCIONAL.....	68
1.15.	DIAGRAMA DE BODE COMPLETO DEL CONTROLADOR PROPORCIONAL INTEGRAL (PI).....	68

No.	PAG
1.16. DIAGRAMA DE BODE SIMPLIFICADO DE UN CONTROLADOR PI.....	71
1.17. DIAGRAMA DE BODE DEL CONTROLADOR PID SIMETRICO.....	71
1.18. CONDICION DE ESTABILIDAD EN EL DIAGRAMA DE BODE.....	75
1.19. CURVA DE AMORTIGUACION $1/4$ .....	75
1.20. DIAGRAMA DE BODE PROCESO + CONTROLADOR.....	75
1.21. AJUSTE DE BANDA PROPORCIONAL.....	88
1.22. AJUSTE DE INTEGRAL.....	88
1.23. AJUSTE DE BANDA DERIVADA.....	92
1.24. OSCILACION MANTENIDA (SENSIBILIDAD LIMITE)..	92
1.25. CURVA DE REACCION.....	92
2.1. DIAGRAMA DE LA CALDERA.....	100
2.2. SISTEMA DE CONTROL DE PRESION DE VAPOR.....	102
2.3. SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURA DE VAPOR..	105
2.4. SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DEL DOMO.....	108
2.5. ATEMPERADOR.....	111
3.1. SISTEMA TOBERA - OBTURADOR.....	114
3.2. CURVA DE RESPUESTA DE UN SISTEMA TOBERA-OBTURADOR.....	114
3.3. DOS ETAPAS.....	114
3.4. TRANSMISOR DE TEMPERATURA.....	120
3.5. PILOTROL.....	124
3.6. TRANSMISOR DE FLUJO DE AIRE.....	127

No.		PAG
3.7.	FUNCIONES BASICAS DE UN CONTROLADOR.....	128
3.8.	REVELADOR REFORZADOR.....	130
3.9.	SELECTORA CON RETROENLACE AJUSTABLE.....	134
3.10.	ESQUEMA DE VALVULA DE CONTROL.....	136
3.11.	DETALLE DE VALVULA DE CONTROL.....	138
3.12.	DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DEL POSICIONADOR	139
3.13.	ESQUEMA DE POSICIONADOR I VALVULA.....	141
4.1.	TRANSMISOR DE TEMPERATURA TRX - 101.....	144
4.2.	TRANSMISOR DE TEMPERATURA TIX - 102.....	146
4.3.	TRANSMISOR DE FLUJO DE AIRE FX - 102 .....	148
4.4.	CONTROLADOR PROPORCIONAL INTEGRAL TC - 1.....	151
4.5.	TOTALIZADOR TC - 3 .....	154
4.6.	TOTALIZADOR TC - 4 .....	156
4.7.	CARACTERISTICAS VALVULA DE CONTROL CV-3.....	160
4.8.	CONEXIONES REALIZADAS.....	166
4.9.	RESPUESTA EXPERIMENTAL DEL PROCESO ANTE UNA EXCITACION SINUSAL.....	168
4.10.	DIAGRAMA DE BODE DE LA AMPLITUD VALVULA ATEMPERADOR CONVERTIDOR.....	172
4.11.	DIAGRAMA DE BODE DE LA FASE DE LA VALVULA ATEMPERADOR CONVERTIDOR.....	173
4.12.	DIAGRAMA DE BODE DE LA AMPLITUD DEL SUPERCALENTADOR.....	174
4.13.	DIAGRAMA DE BODE DE LA FASE DEL SUPERCALENTADOR.....	175

No.		PAG
4.14.	DIAGRAMA DE BLOQUES COMPLETO DEL SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURAS.....	176
4.15.	DIAGRAMA DE BLOQUES COMPLETO DE CONTROL DE TEMPERATURA.....	177
4.16.	DIAGRAMA DE BLOQUES ESQUEMATIZADO DEL CONTROL DE TEMPERATURA.....	179
4.17.	DIAGRAMA DE BLOQUE ANTE UNA PERTURBACION DEL PUNTO DE AJUSTE.....	181
4.18.	DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURBACION EN EL PUNTO DE AJUSTE DEL TOTALIZADOR TC-3..	182
4.19.	DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURBACION DEL FLUJO DE AIRE.....	184
4.20.	DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURBACION EN EL TOTALIZADOR TC-4.....	1186
4.21.	DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURBACION A LA SALIDA DEL ATEMPERADOR.....	188
4.22.	DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURBACION A LA SALIDA DEL SUPERCALENTADOR.....	189
4.23.	RESPUESTA EN EL TIEMPO: PERTURBACION ESCALON Y AMPLIFICACION DEL TRANSIENTE.....	198
4.24.	RESPUESTA A LA FRECUENCIA (DIAGRAMA DE BODE)	204
4.25.	RESPUESTA A LA FRECUENCIA (DIAGRAMA DE BODE)	205
4.26.	DIAGRAMA DE NYQUIST (PLANO GH (JW) ).....	207
4.27.	DIAGRAMA DE BLOQUES ESQUEMATICO DEL SISTEMA ANTE UNA PERTURBACION DEL PUNTO DE AJUSTE...	210

No.		PAG
4.28.	RESPUESTA A LA FRECUENCIA (DIAGRAMA DE BODE)	211
4.29.	RESPUESTA A LA FRECUENCIA (DIAGRAMA DE BODE)	212
4.30.	DIAGRAMA DE NYQUIST PLANO $G/(1 + GH)$ .....	214

INDICE DE TABLAS

---

No.		PAG
4.1.	RESPUESTA DEL PROCESO ANTE UNA EXCITACION SINUSOIDAL.....	169
4.2.	RESPUESTA EN EL TIEMPO DE $G/(1+G)$ ANTE UNA SEÑAL ESCALON.....	195
4.2.	RESPUESTA EN EL TIEMPO DE $G/(1+G)$ ANTE UNA SEÑAL ESCALON.....	196
4.3.	LAZO ABIERTO (GH).....	202
4.3.	LAZO ABIERTO (GH).....	203
4.4.	LAZO CERRADO ( $G/(1+GH)$ ).....	208
4.4.	LAZO CERRADO ( $G/(1+GH)$ ).....	209

## INTRODUCCION

El presente trabajo del analisis teorico experimental del sistema de control de temperatura de una caldera tiene por objeto mostrar en forma general el uso y aplicacion de los distintos sistemas de control utilizados en una caldera y sus sistemas auxiliares, en una central termoelectrica.

Dentro de los sistemas de control automatico existen los elementos llamados instrumentos, que son de diferentes clases, los cuales se los estudiaran los principios basicos de su funcionamiento y de esta manera contribuir con el conocimiento y difusion de la instrumentacion industrial comienza a desarrollarse en nuestro medio.

Una de las variables que son controladas en una caldera es la temperatura de vapor, el cual es necesario mantenerlo dentro de ciertos limites que constituye el rango de trabajo normal y evitar asi que se produzcan disturbios que interrumpan la generacion del vapor y por consiguiente el corte del servicio electrico.

Se hara un analisis teorico del sistema de control de temperatura mediante la formulacion de un modelo matematico teorico - experimental. Este modelo se lo prueba sometendolo a cambios de carga y observando su

respuesta.

Mediante el metodo de respuesta a la frecuencia se estudia la estabilidad del sistema de control para los diferentes parametros del contrlador.

El sistema real se lo somete a pruebas de cambios de carga con diferentes valores de ganancia y razon integral. Mediante el metodo de sensibilidad ultima se determinan los valores de ganancia y razon integral para garantizar la estabilidad del sistema de control.

## CAPITULO I

### FUNDAMENTOS DE CONTROL

#### 1.1. GENERALIDADES

Con el objeto de apreciar mejor las funciones de los distintos elementos del sistema de control de temperatura de la caldera, es conveniente recordar algunos puntos fundamentales en la operacion de una caldera.

El punto inicial de discusion en el control de temperatura de vapor, es definir los terminos "sobrecalentamiento" y "recalentamiento".

Sobrecalentamiento es la funcion mecanica del generador de vapor, para agregar calor adicional al vapor saturado despues de que este abandona el domo de vapor, sin ningun cambio posterior en la presion final del vapor. Recalentamiento, es la adiccion posterior de calor a una porcion de vapor, despues de que ha sido parcialmente usado en el ciclo de vapor, reintroduciendolo en el generador de vapor para, una adiccion de calor extra a este vapor, sin

ningun cambio en la presion del vapor en esta area.

Las ventajas del recalentamiento y sobrecalentamiento son principalmente en dos sentidos. El primero, es extrictamente una ganancia termodinamica en el ciclo Rankine. La segunda ganancia, y una de las mas grandes, es el mejoramiento en eficiencia de la turbina como un resultado principal de la reduccion de la humedad en el ultimo paso de la turbina. La ganancia total y relacion de calor para sobrecalentamiento a alta presion por si solo, es aproximadamente 3% por cada 100° F de sobrecalentamiento. La ganancia de un recalentamiento con temeperatura inicial de vapor a alta presion con rango aproximado de 750° F, es aproximadamente 4% o 5% . Debido a los costos de instalalacion de montaje, se ha hecho mucho esfuerzo para desarrollar equipo que permita mas altas temperaturas de vapor y mas altas temperaturas de recalentamiento del vapor. El aumento del costo del material usado en los sobrecalentadores y recalentadores, demandan un esfuerzo similar hacia una caldera mas efectiva, turbina y diseno de tuberia que mantenga el proceso economicamente. El problema de presion con recalentamiento de paso sencillo, ha sido uno de los mayores tropiezos. Las perdidas de presion en el sistema de recalentamiento

debera mantenerse a un minimo ya que de otra forma la ventaja de agregar recalentamiento adicional no sera mas que una compensacion debido a las perdidas de caidas de presion en el ciclo de recalentamiento.

No es raro que se tenga grandes retrasos de tiempo en el control adecuado de las temperaturas de sobrecalentamiento o recalentamiento. Este es un problema debido a la instalacion fisica de los dispositivos mecanicos en el generador de vapor. No son raros retrasos de tres a cinco minutos para un cambio mayor en la temperatura final del vapor, despues de que ocurre un cambio en la carga en la unidad generadora de vapor. Este retraso, inherente al proceso, complica el problema de control de temperatura de vapor

#### FACTORES QUE AFECTAN LAS TEMPERATURAS DE RECALENTAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO.

Hay un numero de factores interrelacionados, en la operacion de una caldera que juegan un papel principal en la temperatura del vapor. Algunos de estos son:

- 1.- CARGA.- A medida que la carga aumenta, tanto la temperatura de los gases como el peso de los gases

aumenta.

Dependiendo del tipo de sobrecalentador que se tenga en el diseño de la caldera, esta temperatura aumentara y el peso de los gases nos dara un cambio mayor en la temperatura final del vapor. Como veremos posteriormente, los sobrecalentadores de conveccion nos daran un aumento en la temperatura del vapor para un aumento en la carga del vapor, mientras que los sobrecalentadores del tipo radiante, nos daran una disminucion en la temperatura final del vapor, para un aumento en la carga.

2.- EXCESO DE AIRE.- Para un cambio en la cantidad de exceso de aire que entra en los quemadores, hay un cambio correspondiente en la cantidad de gas que esta fluyendo sobre la seccion del sobrecalentador y debido al cambio en el exceso de aire habra una tendencia en el cambio de la temperatura del vapor. Este cambio dependera del tipo de sobrecalentador que se tenga.

3.- TEMPERATURA DE AGUA DE ALIMENTACION.- Un aumento en la temperatura del agua de alimentacion, que este entrando al domo de la caldera, causara una reduccion de la temperatura del vapor, en el caso de sobrecalentadores del tipo de conveccion, para un

flujo dado de vapor. Se requerira menos combustible para producir vapor saturado para un flujo dado y entonces, menos gas pasara sobre las secciones de la superficie.

4.- FLUJO DE AGUA DE ALIMENTACION.- Un exceso del flujo de agua de alimentacion, requerira mayor cantidad de calor en el hogar de la caldera para convertir el agua de alimentacion en vapor, entonces, para una cantidad dada de calor que este entrando al hogar, se tendra una menor cantidad de vapor saturado generado. El resultado sera: por cada libra de vapor saturado producido, habra mas calor disponible en los gases de escape que aumentaran la temperatura del vapor.

5.- CONDICIONES DE LA SUPERFICIE DE CALEFACCION.- La remocion de cenizas o depositos de las superficies de absorcion de calor, situadas antes del sobrecalentador, aumentara la produccion de vapor saturado y reduciran la temperatura de los gases, como consecuencia, se tendra un cambio del calor disponible en el area del sobrecalentamiento.

La remocion de depositos en la seccion de sobrecalentamiento, aumentara la absorcion del sobrecalentador y entonces, mas calor sera absorbido

por el vapor en el sobrecalentador.

La localización de las superficies limpias es muy importante en el efecto de la temperatura final del vapor.

6.-CONCENTRACION DEL AGUA DE CALDERA.- El arrastre de agua al sobrecalentador, requerira mas calor para convertir a vapor esta agua, que ha sido arrastrada.Entonces el uso del calor disponible en esta seccion del sobrecalentador reducira la temperatura del vapor.El mismo efecto tendra una reconcentracion excesiva de solidos.

7.- USO DEL VAPOR SATURADO.- Si el vapor saturado del domo de la caldera se usa para auxiliares tales como bombas,ventiladores o sopladores, se requiere un aumento de la relacion de combustion para mantener un flujo constante de vapor a la salida, como consecuencia la temperatura final de vapor aumentara en el tipo de sobrecalentadores de conveccion.

8.- PURGAS.- El efecto de purga del domo es similar al uso de vapor saturado, pero en menor grado debido a la baja entalpia del agua que se esta purgando comparada con la del vapor que esta saliendo del

domo.

9.-OPERACION DE QUEMADORES.- La distribución del calor que entra al hogar puede materialmente cambiar la temperatura final del vapor. El efecto de la temperatura final del vapor dependerá de la combinación empleada en las secciones del sobrecalentador. Con un coeficiente de combustión mayor cercano a la parte superior del hogar, ya sea aumentando la combustión en los quemadores superiores o sacando de servicio los quemadores inferiores, menos calor es absorbido en el hogar y más calor está disponible en la sección donde se encuentra localizado el sobrecalentador de convección.

10.- COMBUSTIBLE.- Se puede tener una variación de la temperatura del vapor como resultado del cambio del tipo de combustible quemado o por cambio de las características de un combustible dado, de un día u otro.

#### TIPOS DE SOBRECALENTADORES Y ARREGLOS FISICOS EN LA CALDERA

Como se ha mencionado anteriormente, se tienen dos tipos generales de secciones de sobrecalentador que

pueden instalarse en una caldera. La seleccion y arreglo de estos dos tipos basicos de sobrecalentadores, produciran el efecto principal en la temperatura del vapor que puede esperarse de la unidad caldera, para los factores mencionados arriba.

#### SOBRECALENTADOR DE CONVECCION.

El sobrecalentador de conveccion generalmente se instala en el pasaje de gases que esta completamente fuera de la zona del area de hogar.

El sobrecalentador de conveccion recibe el calor de los gases que pasan sobre su superficie y para cualquier carga dada, debido a la disminucion del porcentaje de calor que entra a la caldera y que es absorbido en el hogar, se tendra mas calor disponible para el sobrecalentador.

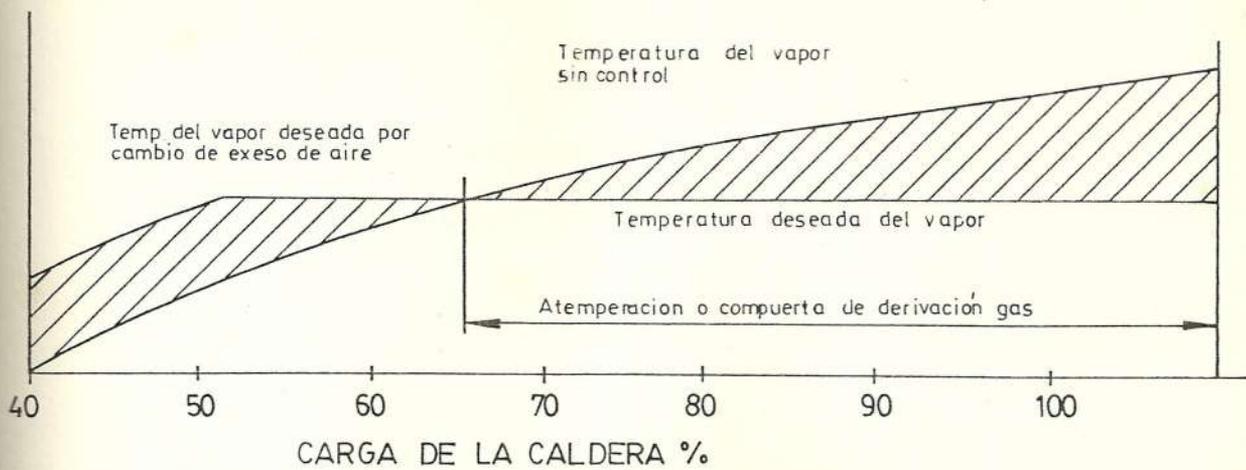
Como los coeficientes de transferencia de calor por conveccion son casi siempre una funcion directa de la salida, la absorcion total en el sobrecalentador del tipo de conveccion aumentara con la salida de la caldera.

#### SOBRECALENTADOR RADIANTE.

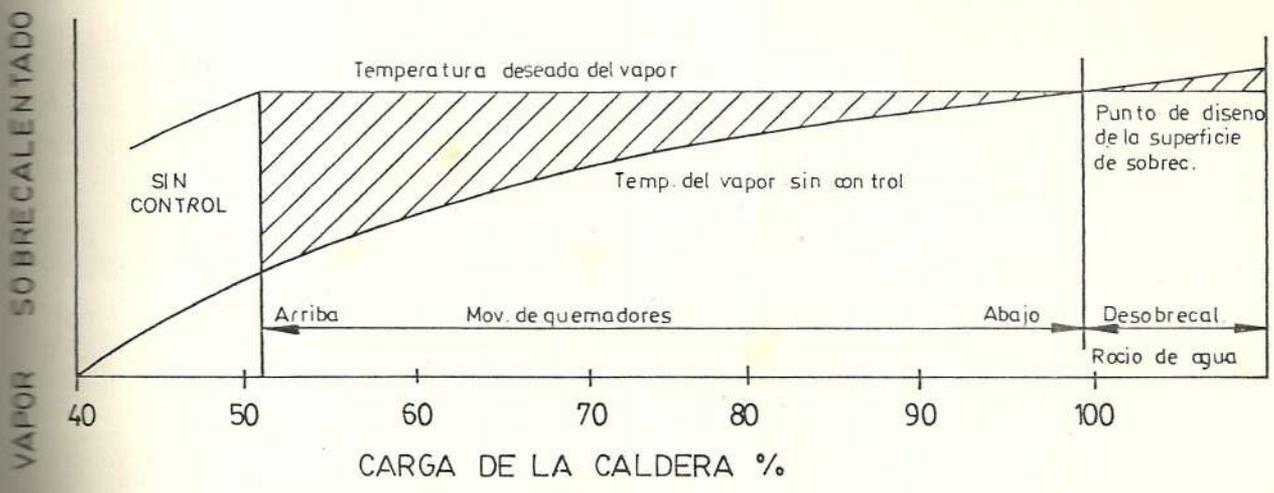
Este tipo de sobrecalentador recibe su calor a travez de radiacion y practicamente ninguna conveccion. Generalmente esta localizado en la parte superior, o cerca de la salida del hogar de la caldera y todo el calor recibido por los tubos del sobrecalentador radiante es por radiacion. Como la temperatura del horno no aumenta en proporcion directa con la salida de la caldera, sino con una relacion considerablemente menor, la caracteristica resultante en este tipo de sobrecalentador nos dara una caracteristica de disminucion en la temperatura, para un aumento en la carga de la caldera. Vease en la figura 1.1 la representacion de estas dos caracteristicas.

Varias combinaciones de los sobrecalentadores, en secciones primaria y secundaria arregladas ya sea en serie o paralelo, podran darnos la caracteristica final de temperatura de vapor deseada. Cuando se usa recalentamiento, la seccion de recalentamiento tambien se instala en serie o paralelo con las secciones del sobrecalentador.

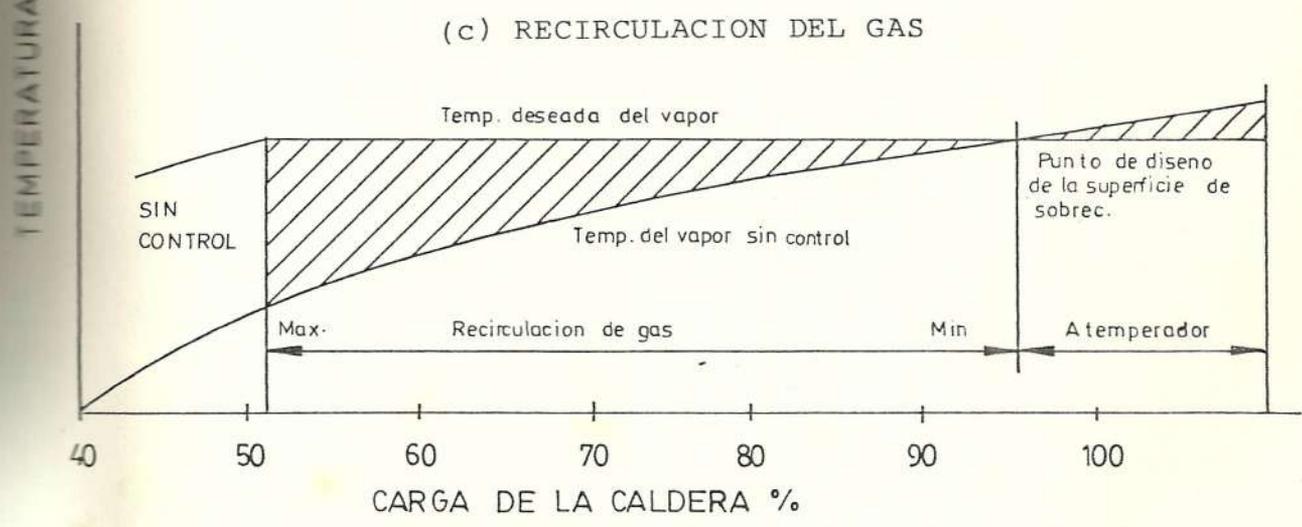
Estos arreglos son basicamente problemas de diseno del fabricante de calderas y por lo tanto la combinacion final sera disenada para reunir las necesidades especificas de la caldera.



(a) ATEMPERACION



(b) MOVIMIENTO DE QUEMADORES



(c) RECIRCULACION DEL GAS

FIGURA 1.1

DIFERENTES METODOS DE CONTROLAR LA TEMPERATURA.

## MÉTODOS DE CONTROL DE SOBRECALENTAMIENTO Y RECALENTAMIENTO.

Algunos cambios en la temperatura final del vapor pueden lograrse por el fabricante de calderas si el diseño final no logra la temperatura del valor deseado. Adicionando o eliminando superficies de calefacción del sobrecalentador se puede modificar la temperatura del vapor hasta obtener el área general de temperatura deseada. Ajustes posteriores pueden hacerse reduciendo o aumentando la superficie generadora de vapor saturado en el hogar de la caldera. Tales cambios en la superficie de la caldera modificarán la temperatura de los gases a la entrada del sobrecalentador para producir una mayor o menor temperatura final de vapor como sea requerida.

Este es un problema de diseño de caldera. En control no estamos particularmente interesados en estos ajustes pero nos concierne con respecto al diseño de la unidad actual, en la cual la temperatura final de vapor se va a controlar.

Entre los varios medios de control de temperatura final de vapores podemos citar los siguientes:

- 1.- Desobrecalentamiento o Atemperacion
- 2.- Derivacion de gases
- 3.- Exceso de aire
- 4.- Recirculacion de gas
- 5.- Quemadores Basculantes o Localizacion de Quemadores
- 6.- Sobrecalentadores con Sistema de Combustion por separado
- 7.- Hornos divididos con Sistema de Combustion Diferencial
- 8.- Hornos Gemelos con Sistema de Combustion Integral.

Ha sido una practica general de los fabricantes de calderas, el disenar la caldera con superficies de recalentamiento o sobrecalentamiento que produzca la temperatura final de vapor deseada, cuando se tiene una relacion de carga de la caldera de aproximadamente 70 a 90% de la capacidad maxima de salida de la unidad. No es posible disenar, en la mayoria de los casos, una combinacion de superficies para el sobrecalentador que nos de una temperatura constante en un rango muy amplio de carga de caldera; por esta razon, debera usarse, algun control exterior para modificar la temperatura final del vapor.

De los seis metodos mencionados anteriormente para el control de temperatura final de vapor, el de-sobrecalentamiento y /o derivacion de los gases, pueden usarse para disminuir la temperatura final del vapor hasta las condiciones de temperatura deseada para la carga. Los ultimos seis sistemas mencionados; cambios de exceso de aire, recirculacion de gases, quemadores basculantes o localizacion de quemadores, sobrecalentadores con sistema de combustion por separado, etc.,etc., son metodos que generalmente se usan para aumentar la temperatura final del vapor para todas las condiciones de carga que esten por debajo del punto de diseno. Refierase a la figura 1.1 para observar la representacion grafica de los efectos de los varios sistemas de control.

#### DESOBRECALENTADORES

Los desobrecalentadores pueden clasificarse en dos tipos, de superficie o de contacto directo. Los de tipo de superficie son una unidad aislada, que mantiene el vapor fuera del contacto con el medio refrigerante. Los desobrecalentadores del tipo de superficie, son otro tipo de intercambiadores de

calor generalmente instalados en el domo de lodos o en el domo de agua de la caldera para enfriar una porcion controlada de la cantidad final de vapor a una temperatura menor. Este vapor ya enfriado se mezcla en relaciones controladas con vapor de temperatura mas alta antes de que entre al proximo paso del sobrecalentador.

Los desobrecalentadores del tipo de contacto directo, consisten de un cabezal aspersor instalado en la linea de vapor de alta temperatura. Agua de alta pureza es atomizada por vapor y forzada en la trayectoria del vapor de alta temperatura. Esta adicion de agua, relativamente fria reducira la temperatura del vapor y se anadira a la cantidad del vapor que esta fluyendo a traves de esa seccion.

El desobrecalentador de contacto directo, o de aspersion de agua, puede instalarse en una de las tres localizaciones de arreglo desobrecalentador como sigue:

- 1.- Localizado entre la salida del vapor del domo y el sobrecalentador
- 2.- En algun punto intermedio de las dos secciones sucesivas del sobrecalentador

### 3.- A la salida del sobrecalentador

Un desobrecalentador localizado entre el domo de vapor y la entrada del sobrecalentador, condensara parte del vapor saturado conforme este pase a traves de el y entregara vapor humedo o de entalpia y calidad reducida al sobrecalentador. Por esta razon, la temperatura de salida del sobrecalentador se reducira.

La localizacion mas usual, es instalar el desobrecalentador entre los dos pasos del desobrecalentador.

Con este arreglo, la temperatura promedio del vapor nunca excedera la temperatura final deseada y el vapor procedente de los diferentes circuitos del primer paso del sobrecalentador, se mezclara con el agua de enfriamiento que esta entrando en el segundo paso del sobrecalentador a una temperatura uniforme.

La unica desventaja de esta localizacion es la gran cantidad de tuberia de alta presion requerida.

Un desobrecalentador localizado a la salida del sobrecalentador sera un poco mas pequeno que el desobrecalentador que se encuentra entre pasos, sirviendo al mismo sobrecalentador, ya que esta

localizacion maneja un vapor de temperaturas mas altas.

#### EXCESO DE AIRE.

Para cargas por debajo del punto del diseno, la variacion en el exceso de aire ha mostrado ser extremadamente util en el cambio de temperatura final del vapor.

A medida que la carga disminuye se tiene mas calor disponible en el sobrecalentador de conveccion para mantener la temperatura final de vapor. Aumentando el exceso de aire en el hogar, el tiempo de retencion en el hogar de los productos de la combustion se reduce, y mas calor proporcionalmente, se tiene disponible para el sobrecalentador.

Un estudio economico cuidadoso generalmente se hace necesario para determinar la limitacion en la operacion del aumento del exceso de aire y la perdida de eficiencia en la combustion resultante debera compararse con el aumento de las ventajas de una temperatura de vapor mayor.

## DERIVACION DE GASES. ( BY-PASSING )

Si los bancos de conveccion de una caldera estan separados por una mampara hermetica que forma dos pasajes de gases, unicamente uno de los cuales contiene la superficie del sobrecalentador, una porcion del gas total que esta fluyendo pasara sobre el sobrecalentador, o parte de el; controlando la posicion de la compuerta reguladora localizada a la entrada de la seccion de derivacion. Este metodo tiene la ventaja de un bajo costo de instalacion, no se requiere agua de aspersion de alta pureza como con los sobrecalentadores del tipo de aspersion, pero las dificultades de mantener hermeticamente sellada la compuerta y el control relativamente lento hacen esta seleccion de control de temperatura de vapor uno de los que requieren un estudio mas cuidadoso.

Para aumentar la temperatura de vapor a la temperatura deseada para cargas por debajo del punto de disenio, se usan los siguientes metodos:

## a) Recirculacion de gas

Recirculando la mayor porcion de los gases calientes

que abandonan la caldera hacia el hogar, es posible aumentar la temperatura de los gases y la masa de gases que fluyen a través de las secciones del sobrecalentador. La recirculación de gases de combustión, preferiblemente se introducen en un punto del hogar y de tal forma, que la entrada de estos gases de combustión redujera la efectividad de la superficie de absorción de calor del hogar, disminuyendo el tiempo que la corriente de gases calientes permaneciera en el hogar y no interferiera con el proceso de combustión. Este arreglo lo usa principalmente B & W para controlar la temperatura final del vapor en un rango muy amplio de la salida de calderas.

b) Otro fabricante de calderas (Combustion Engineering), controla su temperatura final del vapor por debajo del punto de diseño, usando una instalación de quemadores móviles.

Variando el ángulo de fuego de los quemadores, la posición de la zona principal de combustión del hogar puede cambiarse. Moviéndolos hacia abajo, el calor se concentrará en el hogar mayor tiempo y por esta razón se producirá más vapor saturado. Se tendrá menos temperatura de gases disponibles para el sobrecalentador y en

consecuencia se tendra una reduccion de la temperatura final del vapor. Girando los quemadores hacia arriba se invertiran los factores.

Un control similar en un rango relativamente angosto de operacion podra experimentarse seleccionando el banco o banco de quemadores fijos en operacion, para relocalizar la zona principal de combustion en el hogar.

#### SOBRECALENTADORES CON SISTEMA DE COMBUSTION SEPARADO.

Este metodo es muy usual en trabajos marinos y en donde una alta concentracion de calor se hace necesario para evaporaciones muy rapidas que se tienen. Este tipo de sobrecalentadores no han probado ser economicamente muy satisfactorios en plantas estacionarias, debido al tamano y masa de estos hogares para el control de sobrecalentamiento. La operacion por otra parte, de este tipo de control ha dado buenos resultados.

Otro metodo de obtener estos resultados, es usando hogares divididos en una caldera. Una seccion de

este hogar se usa para la producción de vapor saturado mientras que la segunda sección se usa para la sección de sobrecalentamiento. Mediante el apropiado control de la combustión en estos dos hogares, una porción integral de la misma caldera, se regulará la temperatura del vapor cambiando la proporción de combustible en los dos hogares. Este método ha probado ser más satisfactorio para instalaciones terrestres y el tipo de sobrecalentadores con sistema de combustión separada.

Hay una modificación del hogar dividido, comúnmente llamado, diseño de hogares gemelos. La principal diferencia entre el hogar dividido y el diseño de hogares gemelos, es que en los hogares gemelos hay un sobrecalentador de primero y segundo pasos, así como secciones de recalentador, en cada uno de los hogares. Quizá fuera más fácil visualizar un hogar gemelo, si imaginamos dos hogares de caldera individuales interconectados en tal forma a un domo de vapor, para formar una unidad mayor.

## 1.2. ANALISIS DINAMICO DE LOS CONTROLADORES.

El análisis armónico permite descubrir el comportamiento dinámico de los diferentes controladores, así como la influencia que tienen los ajustes de las acciones proporcional, integral y derivada. El análisis lleva a dibujar el diagrama de Bode o el de Nyquist que representan la respuesta en frecuencia del controlador (relación entre las amplitudes y desfases en las señales de salida y de entrada en función de la frecuencia). Si el proceso a controlar (elemento final de control + proceso + transmisor) es igualmente identificado por un diagrama de Bode o de Nyquist, es fácil estudiar analíticamente la estabilidad del sistema y determinar el ajuste óptimo de los parámetros del controlador.

Para el desarrollo del análisis dinámico de los controladores se establece un esquema funcional de cada instrumento con sus correspondientes diagramas de bloques y se escribe su función de transferencia en forma simbólica.

Análogamente al estudio dinámico realizado en los transmisores, supondremos que la constitución de los circuitos neumáticos no varía con el tiempo y que los mismos son lineales, es decir, que si en el circuito la pérdida de carga aumenta al doble el

caudal de aire debe tambien duplicarse.

### 1.2.1. CARACTERISTICAS DE LAS ACCIONES DE CONTROL PROPORCIONAL INTEGRAL Y DERIVATIVO

#### CONTROL PROPORCIONAL.

En el sistema de posicion proporcional existe una relacion lineal continua entre el valor de la variable controlada y la posicion del elemento final de control (dentro de la banda proporcional). Es decir, la valvula se mueve el mismo valor por cada unidad de desviacion.

En la figura 1.2 puede verse la forma en que actua un controlador proporcional cuyo punto de ajuste ("set point") es  $150^{\circ}\text{C}$  y cuyo intervalo de actuacion es de  $100 - 200^{\circ}\text{C}$ .

Cuando la variable controlada esta en  $100^{\circ}\text{C}$  o menos, la valvula esta completamente abierta; a  $200^{\circ}\text{C}$  o mas, esta totalmente cerrada y entre  $100$  y  $200^{\circ}\text{C}$  la posicion de la valvula es proporcional al valor de la variable controlada.

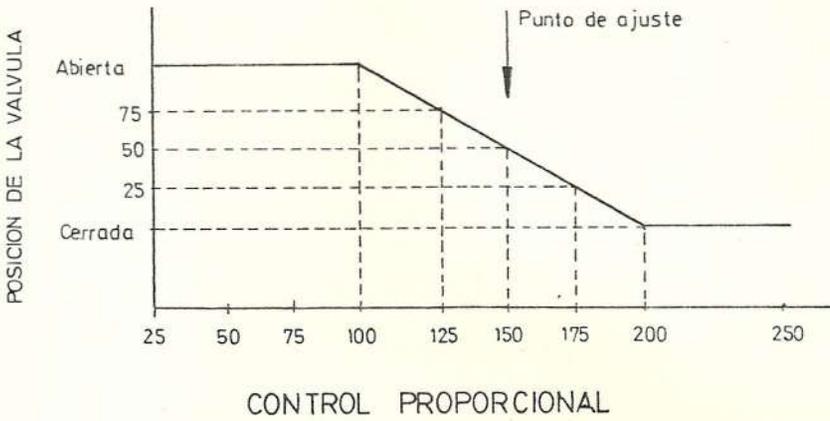
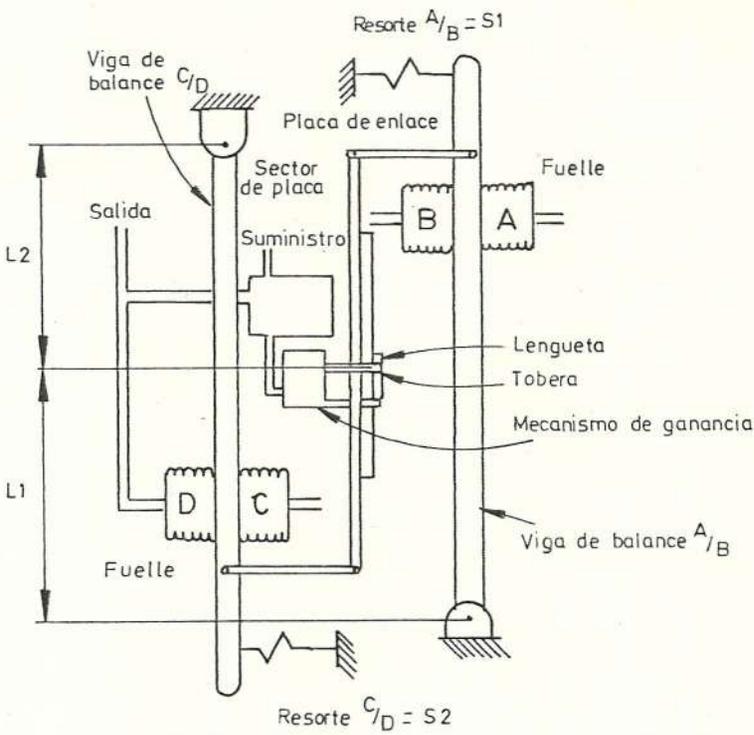


FIGURA 1.2



ESQUEMA DE CONTROLADOR TIPO A-D

FIGURA 1.3

Por ejemplo a  $125^{\circ}\text{C}$  esta abierta en un 75%, a  $150^{\circ}\text{C}$  en un 50%.

En la figura 1.3 puede verse el esquema del controlador MINI-LINE 500 tipo AD que es el usado en nuestro sistema de control de temperatura.

Se debe senalar que el efecto que un cambio de la presion de entrada tiene sobre la presion de salida, depende de la funcion para la cual el controlador esta ajustado, de la posicion del mecanismo de ganancia asi como de la accion de control empleada.

Asi, para que nuestro control sea proporcional, se usara para presion de entrada y salida A y D respectivamente. B y C estaran en venteo.

Los resortes  $A/B = S1$  y  $C/D = S2$  estaran ajustados al equivalente de una presion de 9 lb/pulg<sup>2</sup>, siendo S1 el que actuara como punto de ajuste.

Partiremos del hecho de que las dos vigas estan en balance, es decir, que  $S1 = S2 = A =$

$B = 9 \text{ lb/pulg}^2$  que es la presión equivalente al punto de ajuste. Con un cambio en la presión de entrada en A se causa un desalineamiento en las vigas de balance, lo cual causa un cambio en el ángulo de la placa de enlace que conecta los extremos libres de las vigas de balance. La placa de enlace soporta a un sector de la placa el cual posiciona la lengüeta del mecanismo de ganancia. La variación en la distancia de la lengüeta a la tobera produce una contrapresión en la misma, que se amplifica y se transmite en la unidad reforzadora como una presión de salida.

La unidad reforzadora también suministra la presión amplificada al fuelle D para eliminar el desbalance causado por el cambio en la presión de entrada y restauran la distancia lengüeta-tobera a su posición de "balance".

La ganancia para cualquier posición dada del brazo de ajuste ganancia es relación de las distancias  $L_1$  y  $L_2$ .

Para mantener una misma nomenclatura, en adelante llamaremos a:

$$A = E1 ; B = E2 ; C = E3 ; D = Eo$$

$$Ca = Cb = Cc = Cd = Cs = \text{area del fuelle}$$

$$Ka = Kb = Kc = Kd = Ks = \text{constante equivalente elastica del fuelle.}$$

$$S1 - E1 = e1 \quad (1.1)$$

$$e = \frac{e1 \cdot Cs}{Ks} \quad (1.2)$$

e = error de posicion a la altura de fuelles A y B.

e1 = variacion de la presion de entrada E1 con respecto al punto de ajuste.

Siendo

G = ganancia del controlador

$$G = \frac{L1}{L2}$$

$$e_o \cdot \frac{Cs}{Ks} = y \quad (1.3)$$

e\_o = variacion de Eo con respecto a la presion en balance ( 9 lb/pulg<sup>2</sup> )

Cs = Capacitancia del fuelle

$K_s$  = Constante equivalente elastica del fuelle

$y$  = Error de posicion a la altura del fuelle

C y D

$x$  = Error de posicion a la altura de la tobera

$$e \frac{L_1}{L_1 + L_2} - y \frac{L_2}{L_1 + L_2} = x \quad (1.4)$$

Reemplazando se obtiene:

$$\frac{e L_1}{L_1 + L_2} - e_0 \frac{C_m}{K_m} \frac{L_2}{L_1 + L_2} = x$$

$$\frac{L_2}{L_1 + L_2} = \frac{L_2/L_1}{\frac{L_1}{L_2} + 1} = \frac{1}{G + 1}$$

$$e \frac{G}{1 + G} - e_0 \frac{C_m}{K_m} \frac{1}{G + 1} = x \quad (1.5)$$

$$e_0 = x \cdot G_m \quad (1.6)$$

$G_a$  = funcion de transferencia del amplificador o relevador reforzador, la misma que sera objeto de estudio luego.

El diagrama de bloques de la figura 1.4.a. representa al conjunto de funciones de transferencia antes mencionadas.

Siendo  $E_0 = S_2 = 9 \text{ lb/pulg}^2$  y reemplazar

zando en la figura 1.4.a. se obtiene diagrama de bloques de la figura 1.4.b.

Como en un primer instante la viga A/B y C/D estan en balance, quiere decir que:

$$e=x=y=0$$

Para ello,  $S_1 = E_1 = 9 \text{ lb/pulg}^2$

$$S_2 = E_0 = 9 \text{ lb/pulg}^2$$

Siendo  $E_0 = E_0 + e_0$

$$E_0 - S_2 = (E_0 + e_0) - S_2$$

$$E_0 - S_2 = e_0$$

$$\frac{e_0}{\epsilon} \cdot \frac{G_m}{1 + \frac{G_m C_m}{K_m (1+G)}} = \frac{e_0}{e \frac{G}{1+G}} = \frac{e_0}{e_1 \frac{C_m}{K_m} \frac{G}{1+G}}$$

$$\frac{e_0}{e_1} = \frac{\frac{G_m C_m}{K_m} \frac{G}{(1+G)}}{1 + \frac{G_m \cdot C_m}{k_m (1+G)}} \quad (1.7)$$

Como

$$\frac{G_m C_m}{K_m (1+G)} \gg 1$$

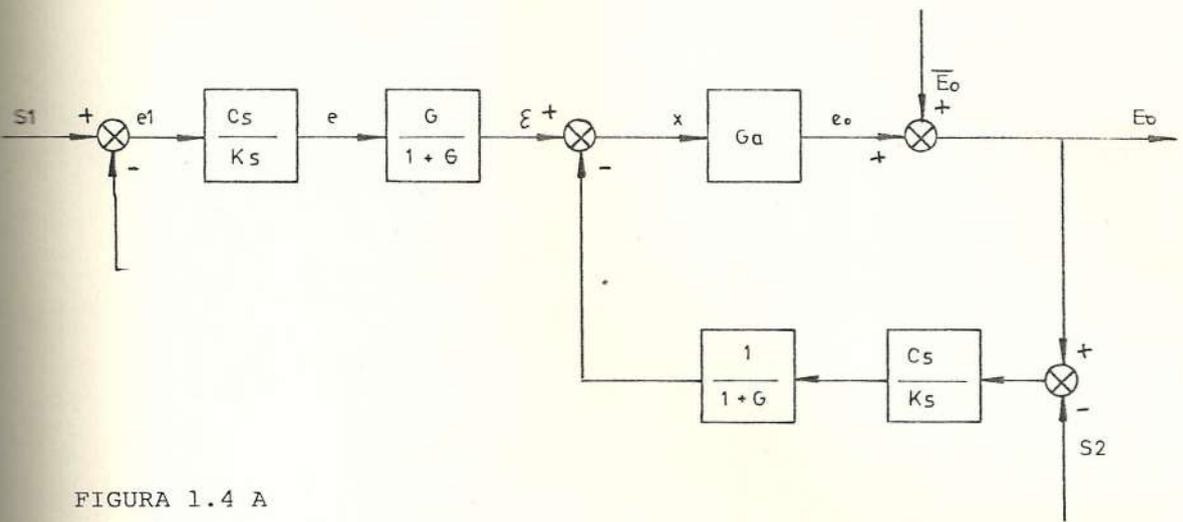
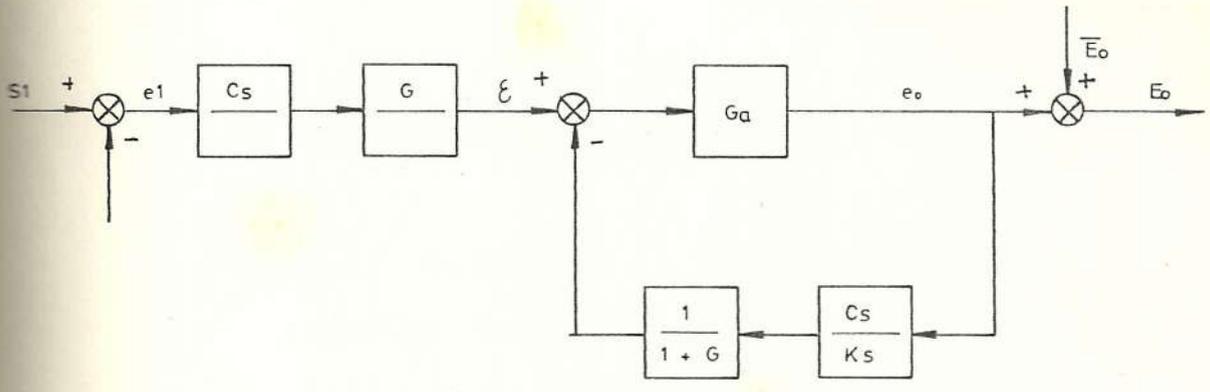


FIGURA 1.4 A



CONTROL PROPORCIONAL

FIGURA 1.4 B

Entonces

$$\frac{e_o}{e_i} = \frac{G_a C_m G}{K_m (1+G)} = G \quad (1.8)$$

La ganancia del controlador proporcional es, pues, la relación entre la variable de salida y el error que se produce (diferencia entre la variable y el punto de consigna)

#### CONTROL PROPORCIONAL INTEGRAL.

En el control integral el elemento final se mueve de acuerdo con una función integral en el tiempo de la variable controlada.

En la figura 1.5 puede verse un control neumático proporcional integral. Observese que se diferencia con relación al controlador proporcional anterior, en que el fuelle D se encuentra unido al fuelle C por una restricción variable que alimenta la señal de salida.

Se supone ahora un pequeño escalón de variación en el error actuante. Esto hace

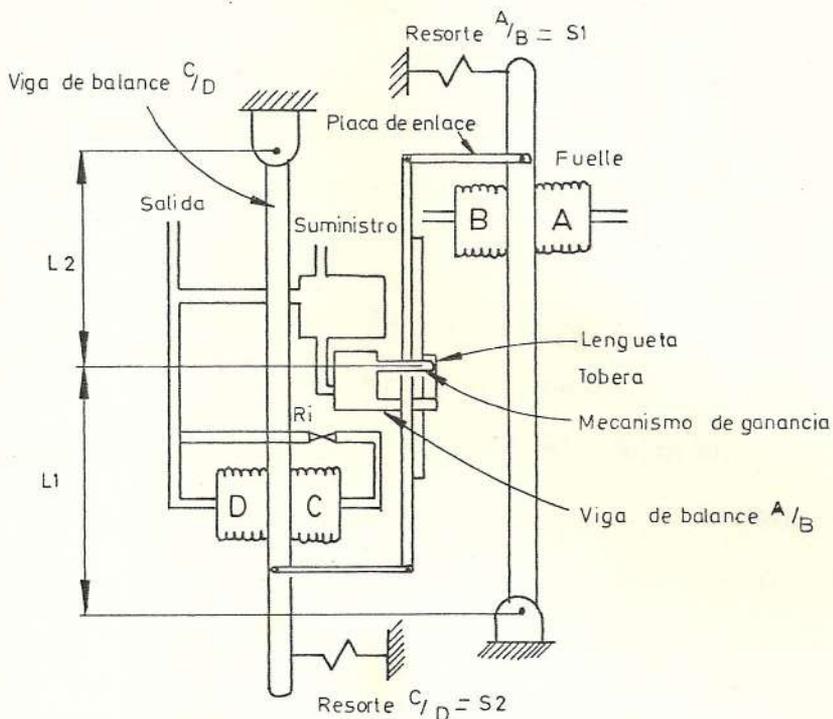


FIGURA 1.5

ESQUEMA DE CONTROLADOR TIPO A-D

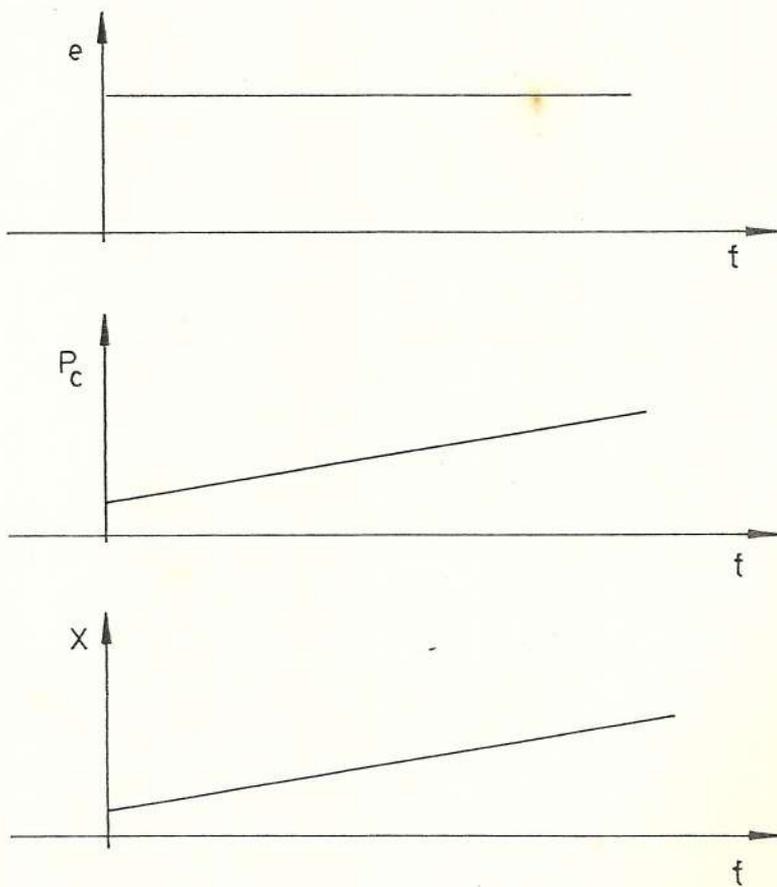


FIGURA 1.6

modificar instantaneamente la presión anterior en la tobera. Así se produce también instantaneamente una modificación en la presión de control  $p_c$ . Debido a la restricción de la válvula en el camino del fuelle C habrá una caída de presión en la válvula. Al pasar el tiempo fluye aire a través de la válvula, de modo que la variación de presión en el fuelle C alcanza el valor  $p_c$ . La combinación de la restricción  $R_i$  con la capacitancia del fuelle da lugar a una función de retardo con una constante de tiempo  $T$ . Entonces el fuelle se expande o contrae al pasar el tiempo de modo que mueva la aleta una cantidad adicional en el sentido del desplazamiento original  $e$ . Esto produce una modificación instantánea en la presión anterior de la tobera  $p_c$  como puede verse en la fig 1.6.

Se hace notar que la acción de control integral en este controlador, toma la forma de una lenta cancelación de la retroalimentación que originalmente producía el control proporcional.

$$e_o = \frac{1}{R_1 C_1 S + 1} = \frac{e_o}{T_1 S + 1} = e_a$$

Ci= Capacitancia del fuelle

Ri= Restriccion

e<sub>a</sub>= Variacion de la presion E3 en el fuelle C

La fuerza ejercida sobre la viga de balance C/D sera:

$$e_a C_s + S_2$$

Siendo para este caso S<sub>2</sub> = 0

Esta fuerza provoca un desplazamiento en la misma direccion de "x" y que se opone a "y".

La figura 1.7.a. representa al diagrama de bloques del control proporcional integral. Comparado con el del control proporcional (fig. 1.4), este control introduce un lazo de realimentacion adicional de accion positiva retardada debido a la restriccion de la valvula en el camino al fuelle C, es decir, la accion de control integral en este controlador, toma la forma de una lenta cancelacion de la realimentacion que originalmente proveia el control

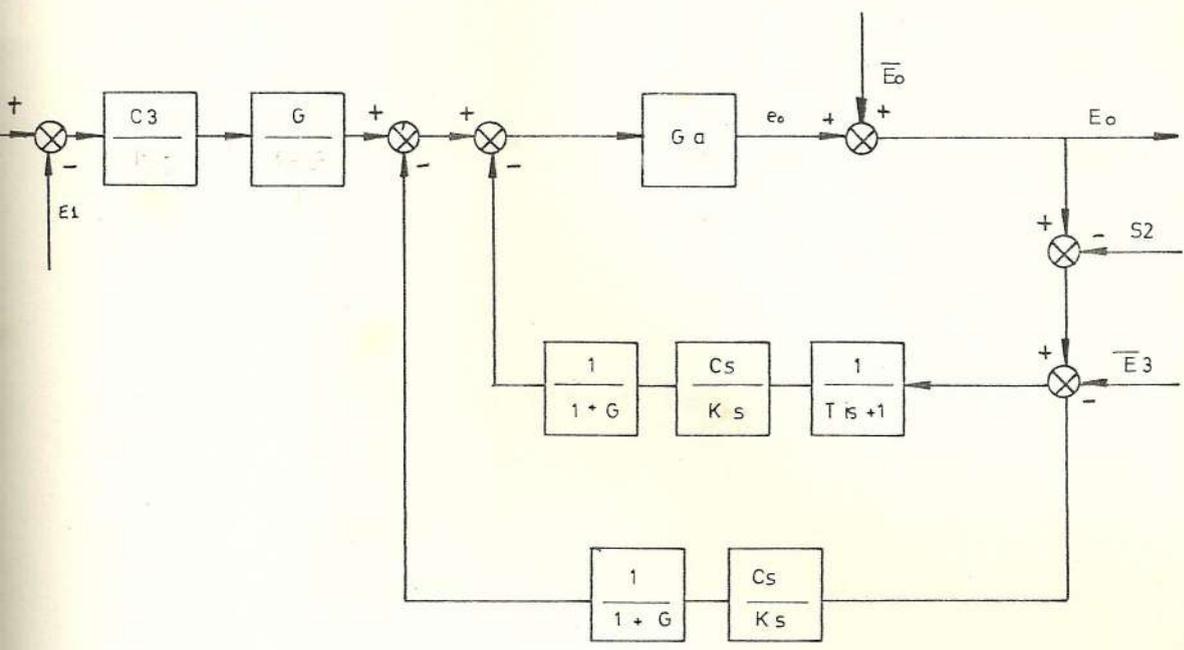


DIAGRAMA COMPLETO

FIGURA 1.7 A

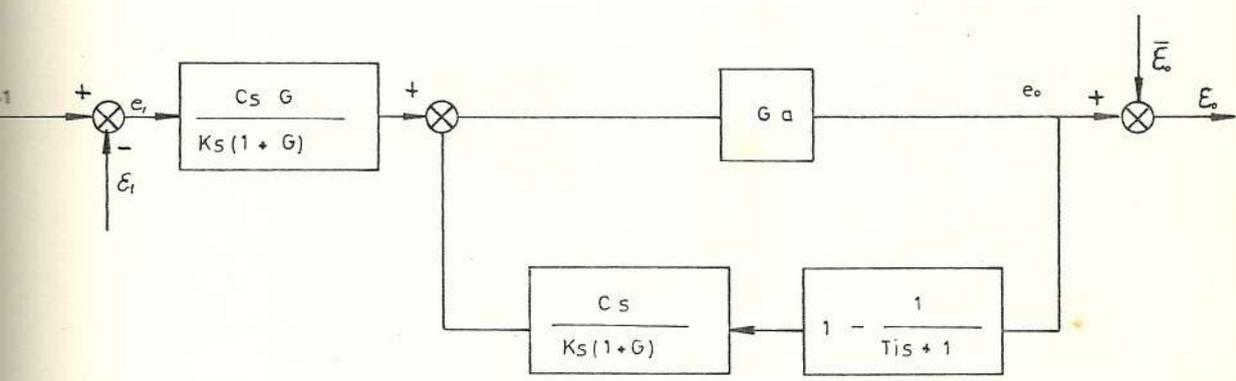


DIAGRAMA SIMPLIFICADO

FIGURA 1.7B

DIAGRAMA DE BLOQUES DE UN CONTROLADOR PROPORCIONAL INTEGRAL

proporcional.

Siendo :

$$S^2=0$$

$$E_o - E_g = E_o + e_o - E_g$$

$$E_o = E_g$$

Luego:

$$E_o - E_g = e_o$$

Reemplazando y simplificando, se obtiene el diagrama de bloques de la figura 1.7.b.

Del diagrama anterior se obtiene:

$$\frac{e_o(s)}{e_1(s)} = \frac{\frac{C_s \cdot G \cdot G_a}{K_s(1+G)}}{1 + \frac{C_s \cdot G_a}{K_s(1+G)} \left(1 - \frac{1}{T_1 s + 1}\right)} \quad (1.9)$$

Como:

$$\frac{C_s \cdot G_a}{K_s(1+G)} \cdot \frac{T_1 \cdot S}{(T_1 \cdot S + 1)} \gg 1 \quad (1.10)$$

Tenemos que:

$$e_o(s) = e_1(s) \cdot G \left(1 + \frac{1}{T_1 s}\right) \quad (1.11)$$

$$e_o(t) = e(t) \cdot G + \frac{G}{T_1} \int e_1(t) dt \quad (1.12)$$

Ecuacion que da la senal de salida en funcion de dos terminos, el primero de accion

proporcional y el segundo de acción integral del error.

Ante una entrada en escalon donde  $e_1 = K$  para  $t > 0$

$$e_o = GK + G.K.t/T_1 \quad (1.13)$$

Que representa un termino proporcional de respuesta inmediata  $KG$  y otra señal proporcional al tiempo cuya pendiente es

$$\frac{de_o}{dt} = \frac{GK}{t_1} \quad \text{constante} \quad (1.14)$$

Es decir que ante un error en escalon, la señal de salida  $e_o$  experimenta un salto inicial igual a la acción proporcional y a continuación sigue una variación gradual de presión a una velocidad proporcional al error y al grado de abertura de la restricción  $R_i$ . La acción integral viene definida por el denominado "tiempo de acción integral", que es el intervalo de tiempo en que ante una señal de entrada en escalon, la parte de la señal de salida debido a la acción integral iguala a la parte debido a la acción proporcional.

$$KG = (GKt)/T_1$$

$$t = T_i$$

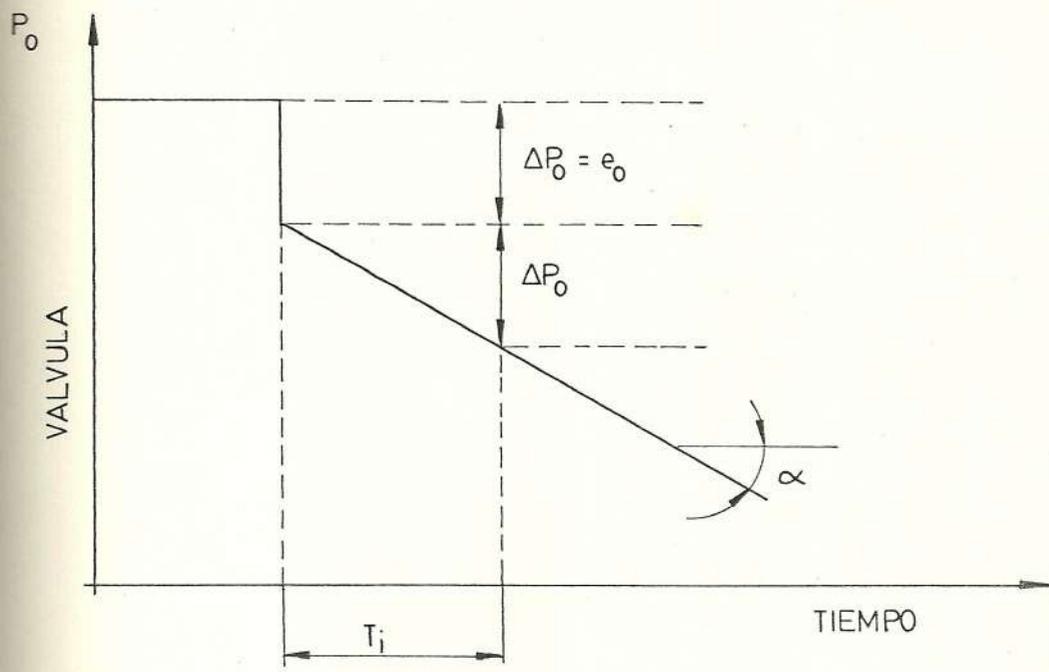
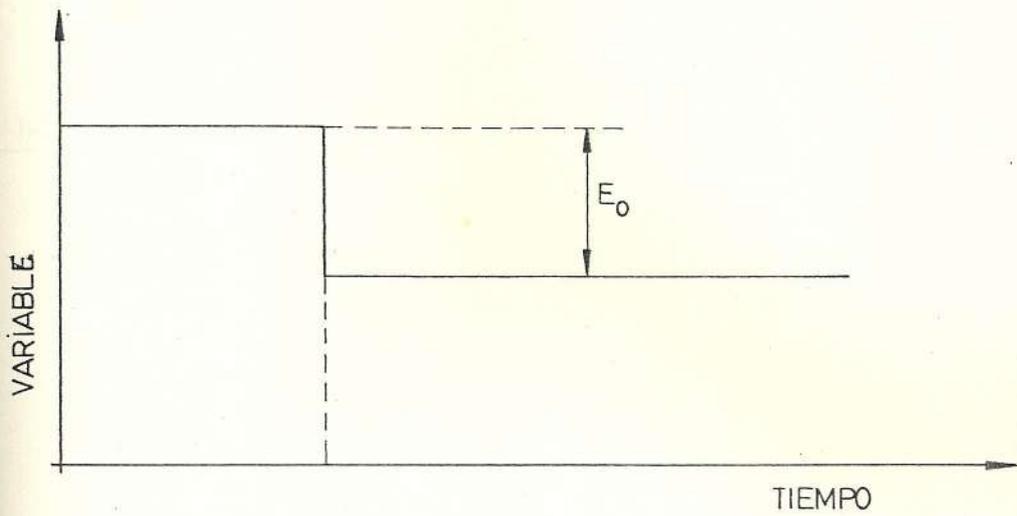
En la fig. 1.8 puede verse graficamente la obtencion de  $T_i$ .

El tiempo de accion integral  $T_i$  en minutos equivale a minutos por repeticion de accion proporcional.

Tambien se acostumbra a expresar la accion integral en repeticiones por minutos lo cual es el numero de veces por minuto con que se repite la accion proporcional y que es el reciproco matematico de minutos por repeticion.

#### CONTROL PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVATIVO

En la fig. 1.10 se podra observar que es similar a la del control Proporcional Integral con la diferencia de que se adiciona una restriccion  $R_d$  que impide momentaneamente que el fuelle  $D$  de retroalimentacion reciba la modificacion de presion  $e_o$ . Al pasar el tiempo el fuelle  $D$  de realimentacion se expande o contrae.



RESPUESTA A UN ESCALON DEL CONTROLADOR PI

Tiempo de acción integral =  $T_i$  (minutos = minutos por repetición)

Repeticiones por minuto =  $1/T_i$  con  $T_i$  expr. en minutos

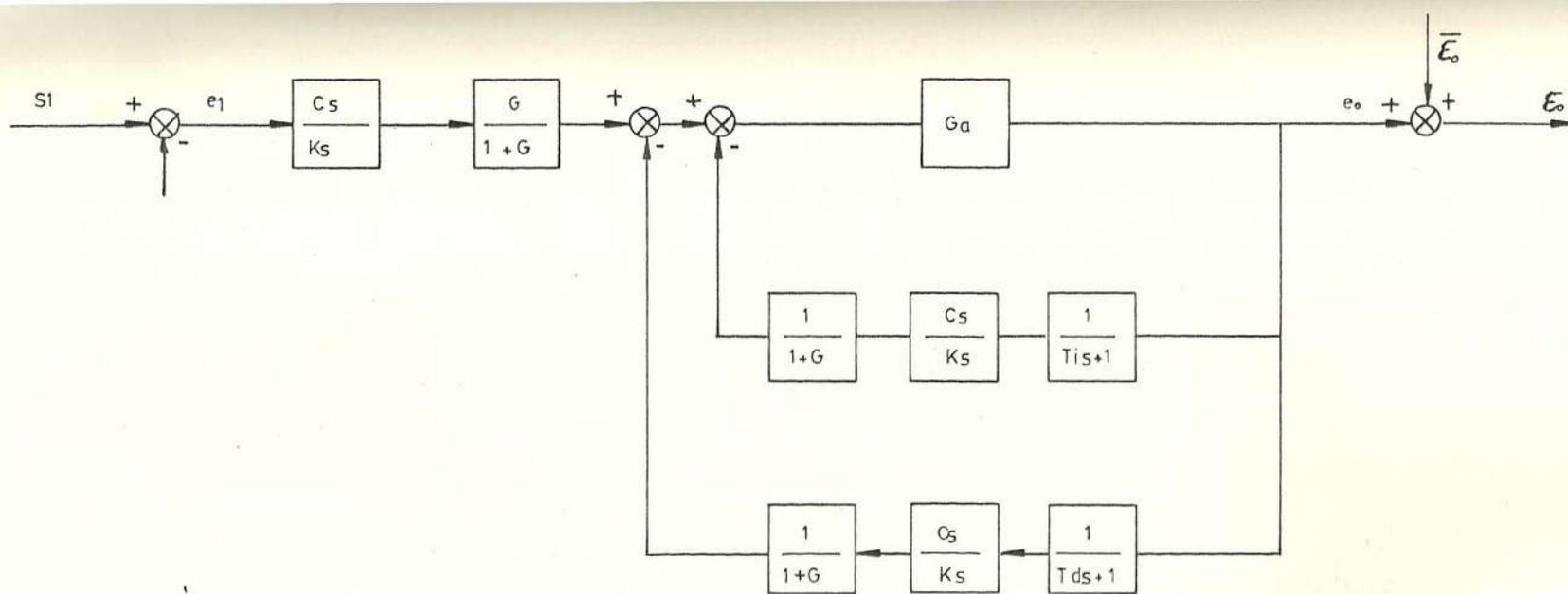


FIGURA 1.9

DIAGRAMA DE BLOQUES DE UN CONTROLADOR PROPORCIONAL DERIVATIVO

De acuerdo al análisis anterior representado en diagrama de bloques de la figura 1.9 se obtiene:

$$\frac{e_o}{e_i} = \frac{\frac{G_a \cdot C_s \cdot G}{Ks(1+G)}}{1 + \frac{G_a \cdot C_s}{Ks(1+G)} \left( \frac{1}{T_d s + 1} - \frac{1}{T_i s + 1} \right)}$$

Simplificando y sabiendo que:

$$\frac{G_a \cdot C_s \cdot (T_i - T_d) S}{K_s (1+G) (T_d S + 1) (T_i S + 1)} \gg 1 \quad (1.15)$$

Se obtiene:

$$\frac{e_o}{e_i} = \frac{G (T_d + T_i)}{(T_i - T_d)} \left\{ 1 + \frac{1}{(T_d + T_i)S} + \frac{T_d T_i S}{(T_d + T_i)} \right\} \quad (1.16)$$

Esta función de transferencia puede ser comparada con la función ideal

$$\frac{e_o}{e_i} = g_o \left( 1 + \frac{1}{T_i' S} + T_d' S \right) \quad (1.17)$$

Por comparación, vemos que el factor efectivo de control proporcional  $K_I$  está dado por:

$$g_o = G \frac{T_i + T_d}{T_i - T_d} \quad (1.18)$$

donde  $G$  es el factor nominal de control proporcional.

Tambien el tiempo efectivo de accion integral

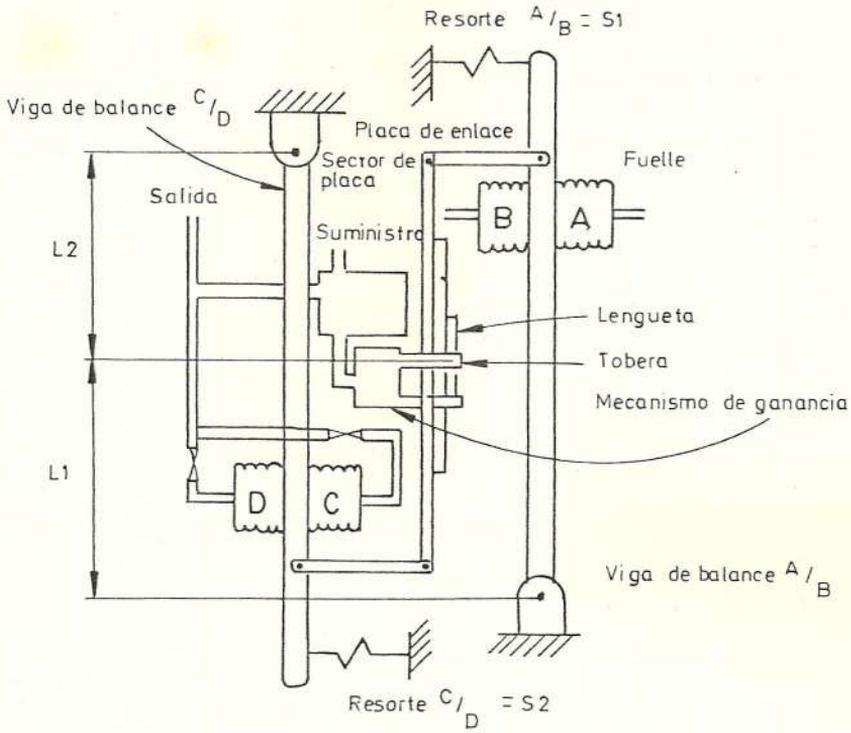
$$T_i' = T_d + T_i \quad (1.19)$$

y el tiempo efectivo de accion derivativa

$$T_d' = (T_i \cdot T_d) / (T_i + T_d) \quad (1.20)$$

Se ve claramente que en el controlador PID existe interaccion entre los ajustes de las acciones PID, es decir, que un cambio en el ajuste de una accion influira en las otras siendo, pues, relativamente laborioso conseguir un ajuste optimo para que el controlador ante una perturbacion lleve rapidamente y con el minimo de oscilaciones la variable controlada a su punto de ajuste.

Se puede demostrar que la relacion tiempo efectivo de accion derivativa a tiempo efectivo de accion integral tiene un maximo teorico cuando  $R_i = R_d$ . Sin embargo, bajo estas condiciones el controlador se comporta en una manera indeseable. Esto se puede observar fisicamente si la restriccion  $R_d$  es igual a  $R_i$  ya que las presiones en los fuelles C y D se neutralizarian y el



ESQUEMA DE CONTROLADOR TIPO A-D

FIGURA 1.10

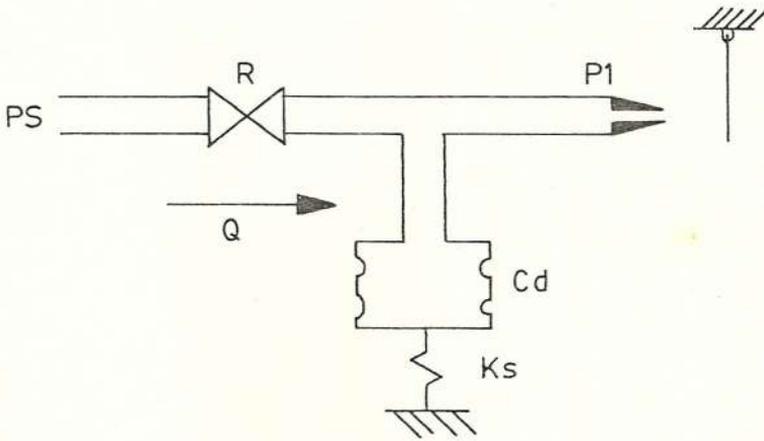


FIGURA 1.11

TABERA - OBTURADOR

controlador se comportaria como si no tuviera retroalimentacion proporcional.

#### FUNCION TOTALIZADORA DEL CONTROLADOR

Usamos el mismo diagrama esquematico del controlador que usamos en la deducccion del control proporcional (fig. 1.3).

Pero esta vez dejamos al fuelle B en venteo y conectamos la senal anticipatoria al fuelle A, y al fuelle C le introducimos la senal que viene del controlador precedente. Siendo esta ultima, la senal a la que le vamos a sumar la senal anticipatoria afectada por la ganancia del controlador.

Sea:

a= Variacion de presion en el fuelle A (senal anticipatoria).

c= Variacion de presion en el fuelle C

d= Variacion de presion en el fuelle D.

e= Error de posicion a la altura de los fuelles A y B.

y= Error de posicion a la altura de los fuelles C y D.

$x$  = Error de posición a la altura del sistema tobera-obturador esquematizado en la fig. 1.11.

$G_a$  = Función de transferencia del amplificador o relevador reforzador.

$S_1$  = Resorte que actúa como punto de ajuste, cuya presión equivalente es de 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

La presión ejercida por el fuelle C y por el resorte  $S_2$ , se opone a la presión ejercida por el fuelle D.

En la figura 1.12 se muestra como se relacionan "y", "e" y "x" debido al movimiento de la viga. Se observa que "x" crece cuando "e" crece o "y" decrece.

De la figura 1.3 se observa que para que haya balance en la viga C/D del totalizador, es necesario que  $S_2$  sea cero

$$e = a (C_s/K_s) \quad (1.21)$$

$$y = (d-c) \cdot (C_s/K_s) \quad (1.22)$$

$$L_1/(L_1+L_2) = G/(1+G) \quad (1.23)$$

$$L_2/(L_1+L_2) = 1/(1+G) \quad (1.24)$$

$$e \cdot [L_1/(L_1+L_2)] - y \cdot [L_2/(L_1+L_2)] = x \quad (1.25)$$

$$x \cdot G_a = d \quad (1.26)$$

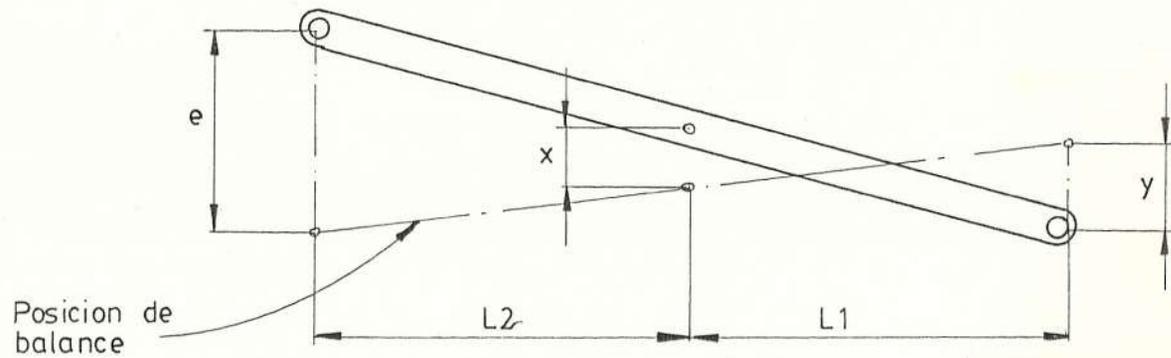


FIGURA 1.12

MOVIMIENTO DE LA PLACA DE LA BALANZA

Combinando las funciones de transferencia 1.21 a 1.26 se obtiene el diagrama de bloques del totalizador (fig. 1.13).

En la figura 1.13, se observa que en el totalizador se van a adicionar dos senales que son:

1.- La variacion de presion "a" que es la desviacion de la senal anticipatoria con respecto al punto de ajuste S1, que sera igual al equivalente a 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

2.-La senal "c" proveniente del controlador anterior. Por lo tanto S2 sera cero para que no produzca efecto.

$$d(s) = d \Big|_{a=0} + a \Big|_{c=0} \quad (1.27)$$

Siendo:

$$\frac{G_m \cdot C_m}{K_m (1+G)} \gg 1$$

Reemplazando y simplificando se obtiene:

$$\frac{d}{c} \Big|_{a=0} = 1 \quad \text{y} \quad \frac{d}{a} \Big|_{c=0} = G$$

Por lo tanto:

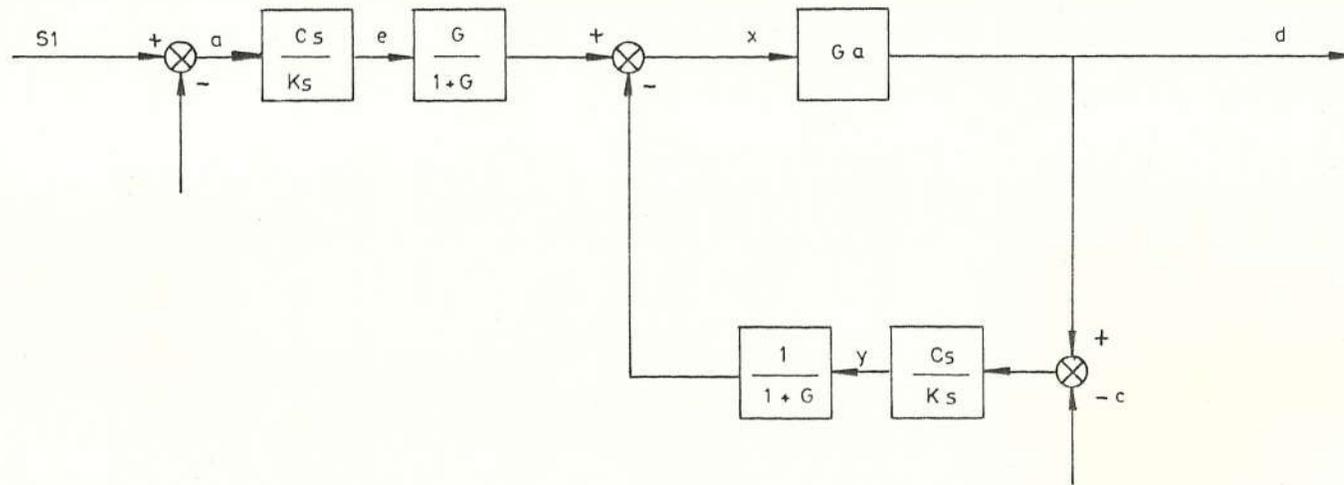


FIGURA 1.13

DIGRAMA DE BLOQUE DEL TOTALIZADOR

$$d = a.G + c \quad (1.28)$$

Lo que nos quiere decir que la variación de la salida del totalizador es igual a la variación de la señal anticipatoria con respecto al punto de ajuste multiplicada por la ganancia  $G$  del totalizador y a este producto se le adicional la variación de la señal de salida proveniente del controlador inmediato anterior.

#### 1.2.2. EFECTO DE COMPENSACION DE LOS CONTROLADORES SOBRE EL PROCESO.

Antes de hacer un estudio del efecto de compensación de los controladores antes analizados, haremos un breve análisis de la función de transferencia  $G_a$  del amplificador o relevador reforzador.

Analizando el diagrama esquemático del conjunto tobera-obturador, fig. 1.11 vemos que consiste en una restricción  $R$ , en una capacidad variable  $C_d$  a llenar (receptor) y en el convertidor desplazamiento-presión

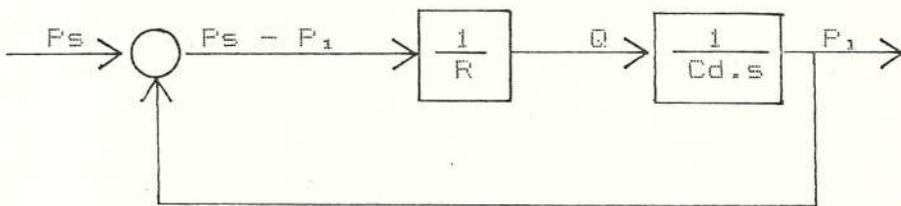
(tobera-obturador) de factor de conversión  $K_t$ .

$$Q = C_d \cdot \frac{dP_1}{dt}$$

$$P_1 = Q \int \frac{1}{C_d} dt$$

$$P_1(s) = \frac{Q}{C_d \cdot s} \quad (1.29)$$

El diagrama de bloques correspondiente al conjunto restricción-capacidad es:



$$\frac{P_1}{P_s} = \frac{1}{R \cdot C_d \cdot s + 1} = \frac{1}{T s + 1} \quad (1.30)$$

Por otro lado el factor de conversión de la tobera-obturador es  $K_t$ , es decir ante una alimentación  $P_s$ , la presión remanente, según la separación  $x$  es:

$$\frac{P_s}{x} = K_t \quad (1.31)$$

$$\frac{P_1 \cdot P_s}{P_s \cdot x} = \frac{P_1}{x} = \frac{1}{T_s + 1} \cdot K_t \quad (1.32)$$

Como la ganancia en presión de la válvula piloto es  $K_a$ , la función de transferencia  $G_a$  de los dos bloques en serie es:

$$\frac{P_o}{x} = \frac{K_a \cdot K_t}{1 + T_s} = G_a \quad (1.33)$$

donde  $P_o$  es la presión de salida.

#### Accion Proporcional

Cuando se analizó el control proporcional se llegó a la siguiente ecuación 1.7.

Siendo:

$$G_a = K_a \cdot K_t / (1 + T_s) \quad (1.34)$$

$$K_r = C_s / [K_s (1 + G)] \quad (1.35)$$

$$K = G \cdot K_r \quad (1.36)$$

Reemplazando y simplificando:

$$\frac{e_o}{e_i} = \frac{K_a \cdot K_t \cdot K}{1 + s \frac{T}{1 + K_a \cdot K_t \cdot K_r}} \quad (1.37)$$

Esta función de transferencia representa un retardo de primer orden con lo cual la

representacion en el diagrama de Bode tiene la forma de la figura 1.14.

Las expresiones de ganancia y desfase son:

$$g = 20 \log \frac{K \cdot K_t \cdot K_a}{1 + K_t \cdot K_a \cdot K_r} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{w^2}{\left(\frac{1 + K_t \cdot K_a \cdot K_r}{T}\right)^2}}} \quad (1.38)$$

$$\phi = \text{tg}^{-1} \left[ - \frac{w}{\frac{1 + K_t \cdot K_a \cdot K_r}{T}} \right] \quad (1.39)$$

Por otro lado como la ganancia del transductor tobera-obturador -amplificador  $G_a$  es muy elevada resulta como funcion de transferencia del controlador.

$$(e_o/e_i) = k/k_r = G = L_1/L_2 \quad (1.40)$$

Accion P + I

Para hacer el analisis, usamos nuevamente la ecuacion 1.9 que relaciona la variacion de presion a la salida del controlador PI con la variacion de presion de la senal de entrada con respecto a su punto de ajuste.

Sea  $T = T_t$ , reemplazando y combinando las

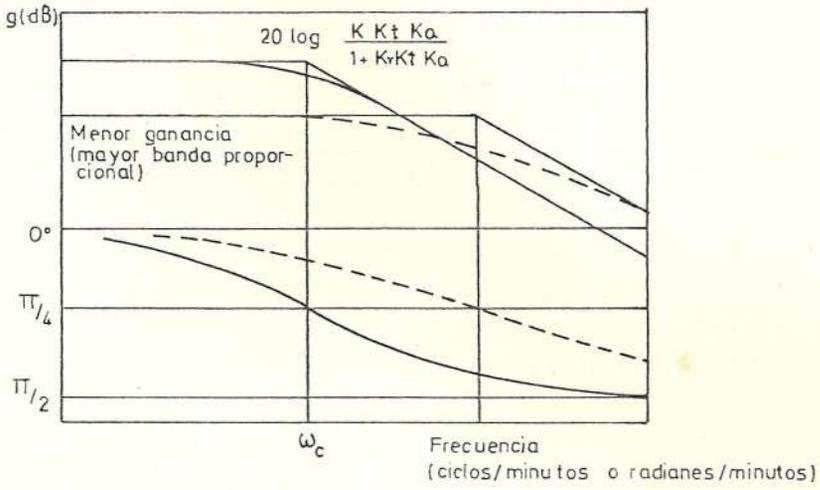


DIAGRAMA DE BODE DE UN CONTROLADOR PROPORCIONAL

FIGURA 1.14

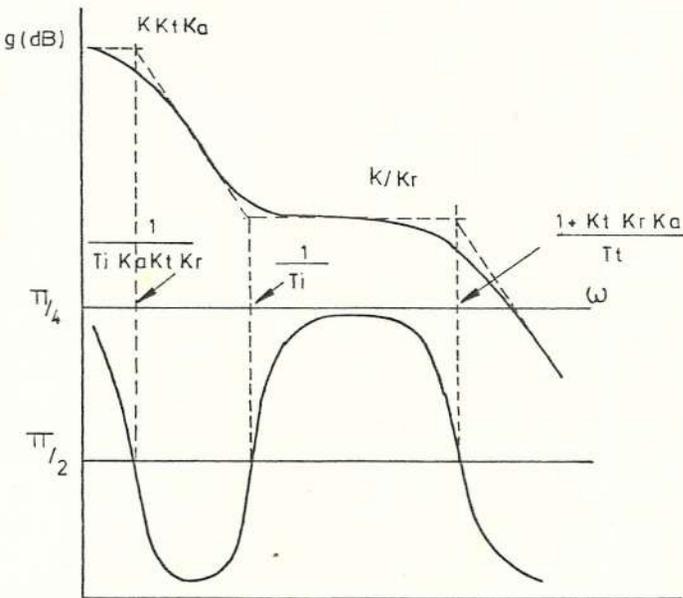


DIAGRAMA DE BODE COMPLETO DEL CONTROLADOR PI

FIGURA 1.15

ecuaciones 1.34 a 1.37 con la ecuacion 1.9 se obtiene:

$$\frac{e_o}{e_i} = \frac{K(T_i s + 1)}{\frac{(1+T_t s)(1+T_i s)}{K_a \cdot K_t} + K_r \cdot s \cdot T_i} \quad (1.41)$$

La representacion de esta funcion de transferencia en el diagrama de Bode (sustituyendo  $s$  por  $j\omega$ ) puede verse en la figura 1.15. Sin embargo, desde el punto de vista practico solo interesa una parte de estas curvas de ganancia y de fase comprendidas entre las frecuencias

$$\omega = 1/(T_t \cdot K_t \cdot K_a \cdot K_r) \text{ y } \omega = (1 + K_t \cdot K_a \cdot K_r)/T_t$$

En efecto, como la transmitancia del transductor tobera-obturador-amplificador es muy elevada y como  $(k/k_r) = G = g_o$ , el diagrama de bloques inicial puede simplificarse, obteniendose la siguiente funcion de transferencia.

$$(F_o / \xi) = g_o \left( 1 + \frac{1}{s T_i} \right) \quad (1.42)$$

La representacion en el diagrama de Bode se obtendra haciendo  $s = j\omega$ , con lo cual:

$$g = 20 \log \left| g_0 [1 + 1/(j\omega T_i)] \right| \quad (1.43)$$

$$g = 20 \log g_0 [1 + 1/(\omega T_i)^2]^{0.5} \quad (1.44)$$

$$\phi = \text{tg}^{-1} [-1/(\omega T_i)] \quad (1.45)$$

En la figura 1.16 se encuentra representado este diagrama en el que pueden observarse las variaciones que se producen en las curvas al variar el tiempo de acción integral  $T_i = R_i \cdot C_i$  y la ganancia proporcional  $g_0$ .

#### ACCION PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVADA

Se usara la funcion de transferencia 1.17 obtenida previamente.

La respuesta frecuencial del controlador PID se obtiene sustituyendo  $s$  por  $j\omega$  con lo cual:

$$g = 20 \log \left| g_0 (1 + j\omega T_d + 1/(j\omega T_i)) \right|$$

$$g = 20 \log g_0 \{1 + [\omega T_d - 1/(\omega T_i)]^2\}^{0.5}$$

$$\phi = \text{tg}^{-1} [\omega T_d - 1/(\omega T_i)]$$

para pequenos valores de  $\omega$ :

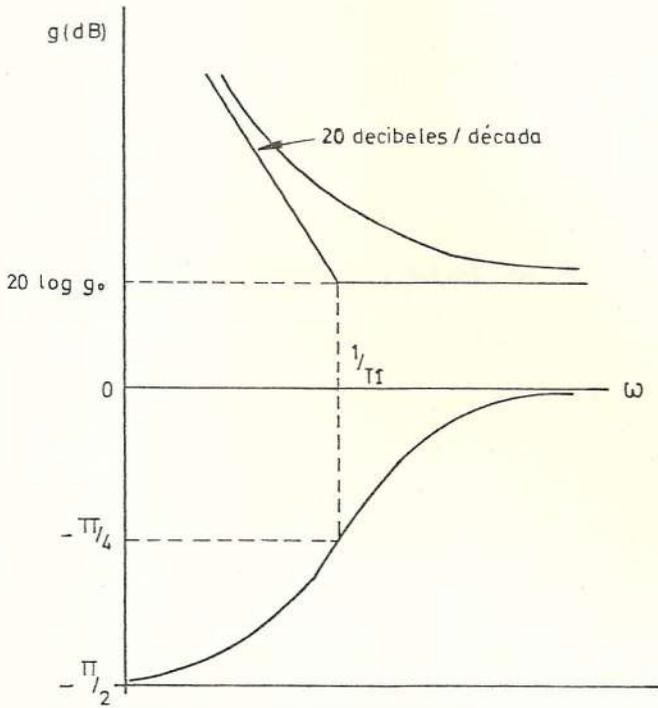


DIAGRAMA DE BODE SIMPLIFICADO DE UN CONTROLADOR PI

FIGURA 1.16

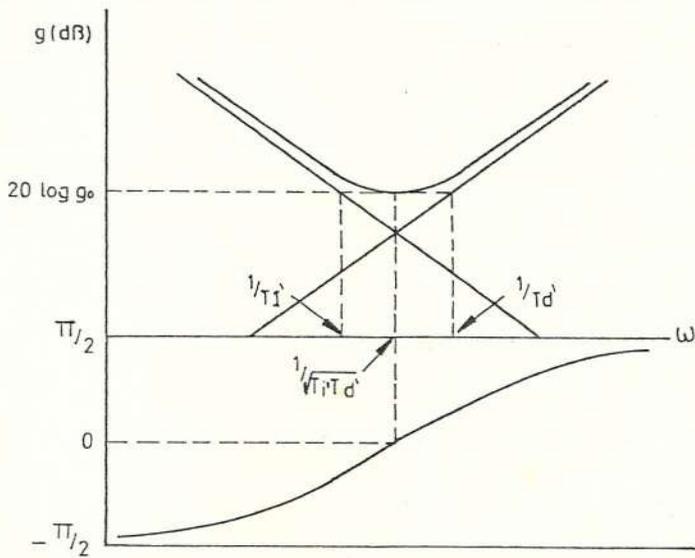


DIAGRAMA DE BODE  
DEL CONTROLADOR PID SIMETRICO

FIGURA 1.17

$$g = 20 \log [g_0 / (w T_i^2)]$$

$$\phi = -\pi/2$$

para grandes valores de  $w$

$$g = 20 \log (g_0 \cdot w \cdot T_d^2)$$

$$\alpha = \pi/2$$

Estas dos asintotas se cortan en

$$w T_d^2 = 1 / (w T_i^2)$$

$$w = 1 / (T_i^2 \cdot T_d^2)^{0.5}$$

y para este punto  $\phi = 0$

En la figura 1.17 puede verse el diagrama de Bode correspondiente a este controlador.

### 1.2.3. JUSTIFICACION TEORICA DE LOS METODOS DE AJUSTE DE LOS CONTROLADORES.

El limite de estabilidad de un lazo de control formado por el proceso (proceso + transmisor + valvula de control) y el controlador viene definido por una oscilacion automantenida en la cual el lazo de control responde ante cualquier perturbacion con una oscilacion estable, sin que estas

oscilaciones varíen de amplitud.

La condición crítica para que se produzca esta oscilación continua es que la respuesta frecuencial del bucle de control en el diagrama de Bode, sea tal que la ganancia total en dB sea cero y el desfase sea de  $180^\circ$ . En la figura 1.18 puede verse esta condición. No obstante, el criterio anterior define solo la estabilidad absoluta sin indicar cuál es el grado de estabilidad. Sabemos que el lazo de control está optimizado cuando ante una perturbación, el sistema responde con una curva de amortiguación con razón  $1/4$ , es decir, que las amplitudes decrecen con esta relación (fig. 1.19).

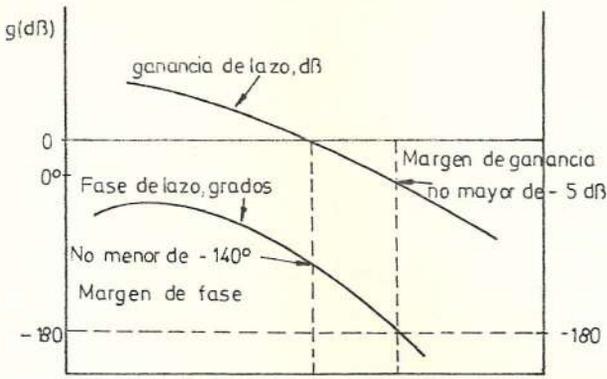
Esta curva se obtiene si, en el diagrama de Bode, la curva de ganancia total cruza la línea de 0 dB para el valor de  $-140^\circ$  del desfase, y es inferior en 5 dB para el valor de  $-180^\circ$  del desfase. Por lo tanto, el proceso será estable si las curvas de ganancia y de desfase son inferiores a estos valores (fig. 1.18); es decir, el margen de ganancia no debe ser menor de 5 dB y el margen de fase no debe ser menor de  $40^\circ$ . Sin embargo, también

pueden admitirse márgenes de ganancia entre 6 a 20 dB y márgenes de fase entre 25 y 60°. Para estos valores se obtienen curvas de respuesta que se apartan ligeramente de la curva de amortiguación 1/4.

Como ilustración del método consideremos un proceso cuya ganancia es  $g$  y desfase (sin controlador) correspondan a los de la figura 1.20. La ganancia y el desfase se habrán deducido de la función de transferencia del proceso determinada analítica o experimentalmente.

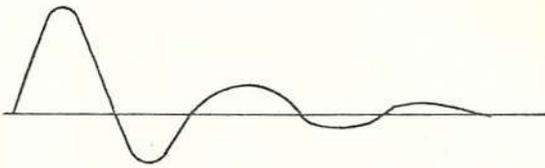
La marcha a seguir para el ajuste de las acciones P, PI o PID del controlador para que la curva de respuestas de lazo tenga una amortiguación de 1/4 es la siguiente:

La acción derivada se determina de acuerdo con la figura 1.20. La acción derivada permite obtener el máximo efecto de estabilidad a frecuencias elevadas, desplazando la frecuencia de  $-180^\circ$  para que la acción sea lo más rápida posible y para que el sistema corrija algunas perturbaciones rápidas sin que se produzca inestabilidad.



CONDICION DE ESTABILIDAD EN EL DIAGRAMA DE BODE

FIGURA 1.18



CURVA DE AMORTIGUACION  $\frac{1}{4}$

FIGURA 1.19

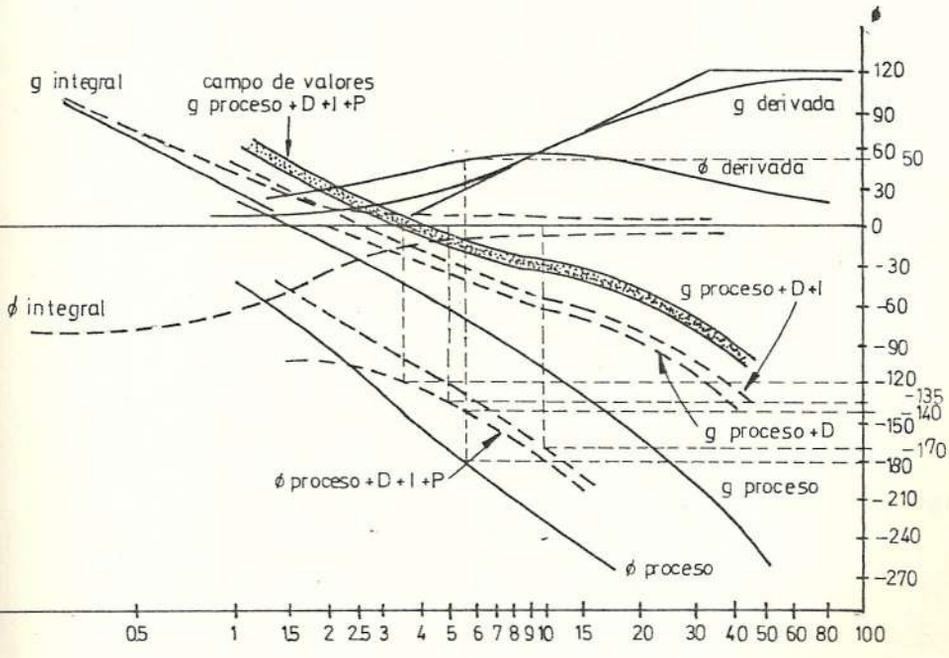


DIAGRAMA DE BODE PROCESO + CONTROLADOR

FIGURA 1.20

Este desplazamiento permite que la respuesta transitoria ante una perturbacion sea mas rapida o mas estable.

La conveniencia de la accion derivada puede verse mediante dos criterios aplicados a la curva de fase:

1er criterio

El cociente de frecuencias  $f_{-270}/f_{-180}$  indica:

$0 < (f_{-270} / f_{-180}) < 2$  accion derivada no es util

$2 < (f_{-270} / f_{-180}) < 5$  accion derivada es util

$5 < (f_{-270} / f_{-180})$  accion derivada es muy util

En nuestro caso, este cociente vale  $15,5/5 = 3,1$ , es decir, convendra el empleo de la accion derivada.

2o criterio

La diferencia en dB entre el extremo de baja frecuencia y el valor correspondiente a  $-180$  en la curva de ganancia indica:

diferencia en dB  $< 5$  dB acción derivada no es útil

$5$  dB  $<$  diferencia en dB  $< 20$  dB acción derivada es muy útil

$20$  dB  $<$  diferencia en dB acción derivada es útil, puede ser innecesaria .

En el ejemplo de la figura 1.20 esta diferencia vale  $15$  dB. Señalemos que este criterio es válido, si el tiempo muerto del proceso es pequeño.

Utilizando pues acción derivada, el valor del tiempo de acción derivada  $T_d$  estará comprendido probablemente entre:

$$\frac{\text{Periodo limite (Fu)}}{2} \quad \text{y} \quad \frac{\text{Periodo limite (Fu)}}{3}$$

que en la figura son:

$$\text{Frecuencia limite (fu)} = 5 \text{ cpm}$$

$$Fu = 1/5 = 0,2 \text{ minutos}$$

y

$$0,06 < T_d < 0,1 \text{ minutos}$$

Consideraremos una acción derivada modificada.

A la frecuencia correspondiente a  $-180$  de la curva de fase del proceso, se coloca el punto 50 de la curva de fase de la acción derivada que se espera tener, es decir deducida de las curvas facilitadas por los fabricantes o de un valor determinado de  $m = T_2 / T_1$  facilitado también por ellos.

Supondremos  $m = 0,1$ . Con estos datos pueden dibujarse las curvas de ganancia y de fase.

$$\text{Siendo } T_1=0,05 \quad \text{y} \quad T_2=0,005$$

$$m = 0,1 = T_2/T_1$$

$$\text{tg } 50^\circ = 2 * \pi * 5 (T_1 - T_2) / (1 + 25 T_1 T_2)$$

En la curva de ganancia derivada ( $g_{derivada}$ ), los dos puntos de intersección de las dos asíntotas con la tangente en el punto de inflexión son:

$$1/(2*\pi*T_1) = 3.2 \text{ cpm}$$

$$1/(2*\pi*T_2) = 32 \text{ cpm}$$

y con las ecuaciones

$$g = 20 \log g_0 \sqrt{\frac{1 + (w*T_1)^2}{1 + (w*T_2)^2}}$$

$$\theta = \text{tg}^{-1} \frac{w*T_1 - wT_2}{1 + w^2 T_1 T_2}$$

pueden determinarse otros puntos.

El máximo de la curva de fase corresponde a la frecuencia

$$1/[2*\pi * (T_1*T_2)^{0.5}] = 10 \text{ cpm}$$

$$\text{con } \phi = \text{tg}^{-1}\{(T_1 - T_2)/(2T_1 T_2)\} = 55 \text{ grados}$$

y la ganancia correspondiente:

$$g = 9,9 \text{ dB}$$

Si se dispusiera de las curvas facilitadas por los fabricantes, estas se trasladan de modo que el punto 50° de la curva derivada

(la fase) tenga la misma frecuencia que el punto  $-180^\circ$  de la curva de fase del proceso.

De este modo se determina el valor de 3,2 cpm como punto de interseccion de la tangente en el punto de inflexion con la asintota de ganancia 0 dB.

Asi, pues, el tiempo de accion derivada es 0,05 minutos.

La suma de las dos curvas proporciona la fase total del lazo de control en la que puede verse que la frecuencia correspondiente a  $-180^\circ$  es mayor que antes, con lo cual se ha mejorado la estabilidad (10 cpm en lugar de 5 cpm).

El ajuste de la accion integral se determina del modo siguiente:

Se coloca la curva de fase de la accion integral de modo que retarde en 10 la curva de fase total (proceso + controlador). Este valor experimental no afecta seriamente el limite de estabilidad de  $-180^\circ$  y proporciona una alta ganancia a frecuencias intermedias.

Así pues se coloca la curva de fase de integral de tal modo que proporciona un retardo de 10 en la curva de fase total (proceso + acción derivada). El punto de fase obtenido -10 a 9 cpm permite dibujar la curva de fase integral ya que en la acción integral

$$\phi = \text{tg}^{-1} [-1/(wT_1)] = -10 \text{ grados}$$

$$\text{tg}(-10^\circ) = -1/(2 * \pi * 9T_1)$$

$$T_1 = 0.1 \text{ min./repet.}$$

o bien, 10 repeticiones/minuto

y la frecuencia correspondiente a  $-\pi/4$  es :

$$1/(2 * \pi * T_1) = 1.6 \text{ cpm}$$

que corresponde a la intersección de las asintotas

Ahora pueden sumarse las curvas del proceso + derivada con las curvas de ganancia y de fase de la acción integral y puede determinarse la acción proporcional conveniente.

Aplicando los criterios de amortiguacion decreciente de razon 4 a 1 , y que establecen los valores minimos del margen de ganancia de 5 dB y del margen de fase de 40 grados con los valores tolerables:

margen de ganancia 5 a 10 dB

margen de fase  $40^\circ$  a  $60^\circ$ , con preferencia  $45^\circ$

y teniendo en cuenta que la accion proporcional no cambia la curva de fase, y en cambio desplaza la curva de ganancia paralelamente a si misma en los mismos dB resulta lo que sigue.

Aplicando el primer criterio, el controlador admite 3,5 dB (relacion de magnitudes  $G = 1,5$ ), lo que representa una BF del 66%.

El segundo criterio establece una ganancia de:

5 dB ( $G = 1,78$ ) con BF = 56% para un margen de fase de  $40^\circ$

2,5 dB ( $G = 1,33$ ) con BF = 75% para un margen de fase de  $60^\circ$

4,5 dB ( $G = 1,68$ ) con BF = 59% para un margen

de fase de  $45^\circ$ .

No puede admitirse la consideración de los márgenes de fase de  $40^\circ$  y de  $45^\circ$  ya que están en contradicción con el resultado obtenido en el primer criterio.

Así pues, el ajuste final del controlador para que la curva de respuestas tenga una amortiguación de 0,25 puede escogerse con  $BP = 70\%$ ,  $T1 = 0,1$  minutos/ repetición (10 r.p.m.) y  $Td = 0,05$  minutos de anticipo.

Hay que señalar que si la acción derivada inicial escogida no hubiera sido correcta, en algún punto de las operaciones efectuadas no se hubiera conseguido la estabilidad conveniente. Sería necesario efectuar otro tanteo.

### 1.3. METODOS DE AJUSTE DE LOS CONTROLADORES.

Existen varios sistemas para ajustar los controladores al proceso, es decir, para que la banda proporcional (ganancia), el tiempo de acción integral (minutos/repetición) y el tiempo de acción

derivada (minutos de anticipo) del controlador, caso de que posea las tres acciones, se acoplen adecuadamente con el resto de los elementos del lazo de control - proceso + transmisor + valvula de control -.

Este acoplamiento debe ser tal que, ante una perturbacion, se obtenga una curva de recuperacion que satisfaga cualquiera de los criterios mencionados anteriormente para que el control sea estable, en particular, el de area minima con una relacion de amortiguacion de 0,25 entre crestas sucesivas de la onda.

Para que este acoplamiento entre el controlador y el proceso sea posible es necesario un conocimiento inicial de las caracteristicas estaticas y dinamicas del sistema controlado. Existen dos metodos fundamentales para determinar estas caracteristicas, el metodo analitico y el experimental.

El metodo analitico se basa en determinar la ecuacion relativa a la dinamica del sistema, es decir, su evolucion en funcion del tiempo. Este metodo es generalmente dificil de aplicar por la complejidad de los procesos industriales y la dificultad de obtener datos fidedignos

suficientemente aproximados. Es un metodo muy laborioso que requiere normalmente empleo de un computador, en particular en el caso de procesos muy complejos.

En el metodo experimental, las características estaticas y dinamicas del proceso se obtienen a partir de una medida o de una serie de medidas realizadas en el proceso real. Estas repuestas del proceso pueden efectuarse de tres formas principales.

1. Metodo de prueba sistematico.
2. Metodo de sensibilidad limite.
3. Metodo de curva de reaccion.

#### 1.3.1. METODO DE PRUEBA SISTEMATICO

Este metodo requiere que el controlador y el proceso esten instalados completamente y trabajando en su forma normal. El procedimiento general se basa en poner en marcha el proceso con bandas anchas en todas las acciones, y estrecharlas despues poco a poco individualmente, hasta obtener la estabilidad deseada.

Para provocar cambios de carga en el proceso, y observar sus reacciones, se mueve el punto de ajuste arriba y abajo en ambas direcciones, lo suficiente para lograr una perturbacion considerable, pero no demasiado grande que pueda danar el producto, perjudicar la marcha de la planta o bien crear perturbaciones intolerables en los procesos asociados.

Es necesario que pase un tiempo suficiente despues de cada desplazamiento del punto de ajuste, para observar el efecto total del ultimo ajuste obteniendo algunos ciclos de la respuesta ante la perturbacion creada. En procesos muy lentos ello puede requerir hasta 2 o 3 horas.

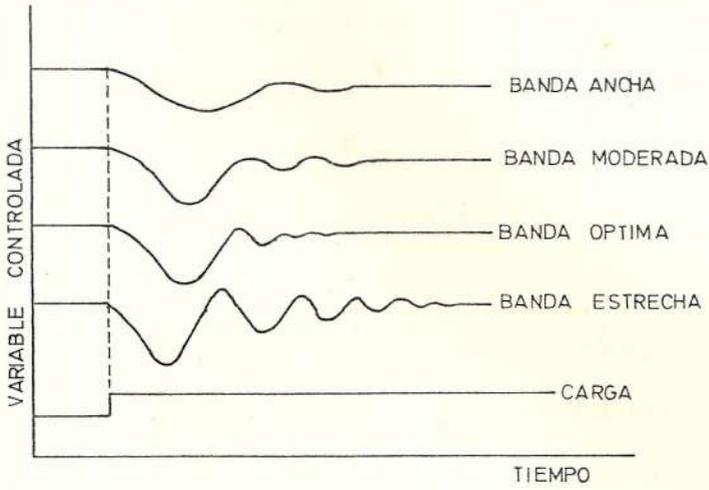
Para ajustar los controladores proporcionales, se empieza con una banda proporcional ancha o lo que es lo mismo ganancia proporcional pequena y se estrecha gradualmente observando el comportamiento del sistema hasta obtener la estabilidad deseada. Hay que hacer notar que al estrechar la banda proporcional, aumenta la inestabilidad y que al ampliarla se incrementa el error de estado

estable ("offset"), tal como se ve en la figura 1.21.

Para ajustar los controladores con banda PI, se procede del siguiente modo:

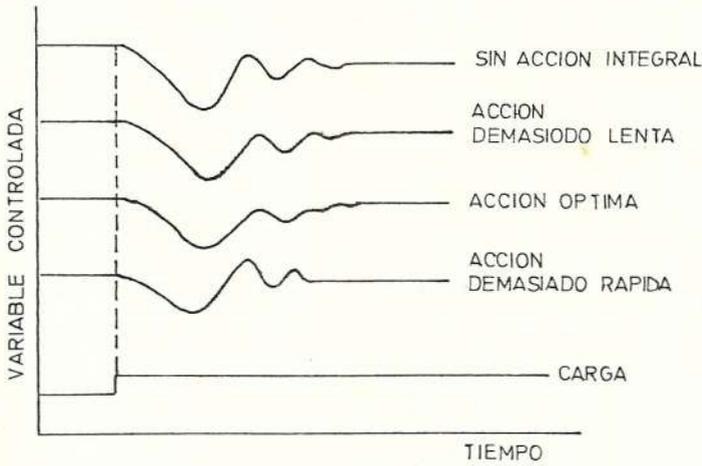
Con la banda integral cero, o en su valor mas bajo, se sigue el procedimiento descrito anteriormente para obtener el ajuste de la banda proporcional hasta una relacion de amortiguamiento aproximado de 0,25. Como la accion integral empeora el control y al poseerla el instrumento, su banda proporcional debe ser un poco mas alta (menor ganancia del controlador), se aumenta ligeramente la banda proporcional y a continuacion se incrementa por pasos la banda integral, creando al mismo tiempo perturbaciones en forma de desplazamientos del punto de ajuste, hasta que empiecen a aumentar los ciclos. La ultima banda ensayada se reduce ligeramente. En la figura 1.22 pueden verse unas curvas caracteristicas de recuperacion.

Un controlador PI bien ajustado lleva la variable al punto de ajuste rapidamente y con



AJUSTE DE BANDA PROPORCIONAL

FIGURA 1.21



AJUSTE DE BANDA INTEGRAL

FIGURA 1.22

pocos ciclos si que estos rebasen o bajen del punto de ajuste segun haya sido el signo de la perturbacion.

Al ajustar los controladores PID, se procede del siguiente modo:

Con la banda derivada o integral a cero, o al minimo, se estrecha la banda proporcional hasta obtener una relacion de amortiguamiento de 0,25.

Se aumenta lentamente la banda integral en la forma indicada anteriormente hasta acercarse al punto de inestabilidad.

Se aumenta la banda derivativa en pequenos incrementos, creando al mismo tiempo desplazamientos del punto de ajuste hasta obtener en el proceso un comportamiento ciclico, reduciendo ligeramente la ultima banda derivada. Despues de estos ajustes, puede estrecharse normalmente la banda proporcional con mejores resultados en el control.

Hay que senalar que una acccion derivada optima despues de una perturbacion lleva la

variable a la estabilizacion en muy pocos ciclos.

En otra forma de ajuste, para obtener una banda derivada optima se trabaja primero con una banda proporcional que da lugar a una ligera oscilacion (varios ciclos) ante una perturbacion, con la accion integral reducida al minimo. Se aumenta a continuacion la accion derivada hasta eliminar el ciclo de la proporcional. Se estrecha de nuevo la accion proporcional hasta que los ciclos se inician, y se aumenta todavia mas la banda derivada hasta eliminarlos, continuando con estos pasos hasta que el aumento de la accion derivada no mejore la eliminacion de los ciclos producidos. Finalmente se ajusta la accion integral en la forma descrita anteriormente para eliminar el error de estado estable.

En la figura 1.23 se representan unas curvas caracteristicas de recuperacion.

Si los ajustes efectuados son excesivos, pueden obtenerse las oscilaciones:

-Oscilacion proporcional

-Oscilacion integral

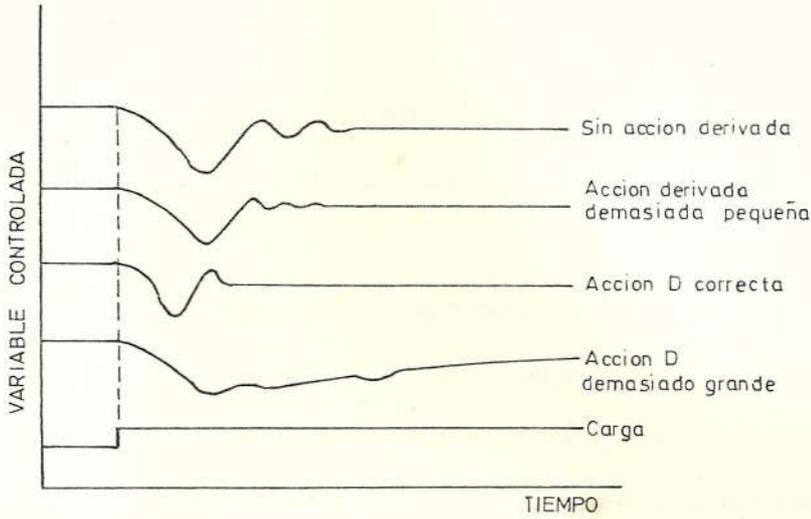
-Oscilacion derivada

Para distinguirlas, se observan las siguientes reglas:

- a) La oscilacion integral tiene un periodo relativamente largo; (fig. 1.22)
- b) La oscilacion proporcional tiene un periodo relativamente moderado; (fig. 1.21)
- c) La oscilacion derivada tiene un periodo muy largo y la variable tarda bastante tiempo en estabilizarse (fig. 1.23)

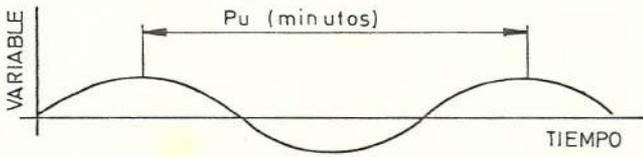
### 1.3.2. METODO DE SENSIBILIDAD LIMITE.

Este metodo permite calcular los tres terminos de ajuste del controlador a partir de los datos obtenidos en una prueba rapida de caracteristicas del bucle cerrado de control. El metodo se basa en estrechar gradualmente la banda proporcional con los ajustes integral y derivada en su valor mas bajo, mientras se crean pequenos cambios en el punto de ajuste, hasta que el proceso empieza a oscilar de modo continuo (fig. 1.24).



### AJUSTE DE BANDA DERIVADA

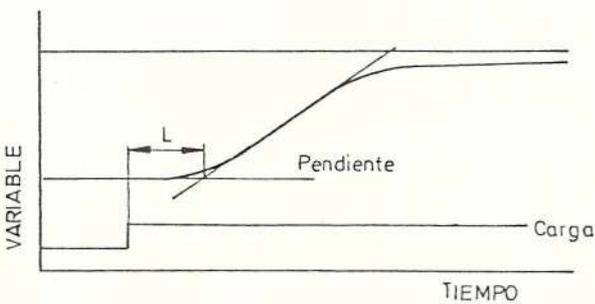
FIGURA 1.23



PBU = Banda proporcional límite para la que se obtiene las oscilaciones continuas

### OSCILACION MANTENIDA (Sensibilidad limite)

FIGURA 1.24



$\bar{p} = \Delta P = \% \text{ variacion posicion de la valvula que ha producido el escalon.}$

### CURVA DE REACCION

FIGURA 1.25

Esta banda proporcional se denomina "banda proporcional limite" (PBU).

Se anota el periodo del ciclo de las oscilaciones  $P_u$  en minutos, y la ultima banda proporcional PBU. Los ajustes de control que produzcan aproximadamente una respuesta con una relacion de amplitudes 0,25, se calculan como sigue:

-Controladores de banda proporcional:

1. Banda proporcional (%) = 2 PBU

-Controladores con banda PI:

2. Banda proporcional (%) = 2,2 PBU

Banda integral (min/rep) =  $P_u/1,2$

-Controladores con banda PID:

3. Banda proporcional (%) = 1,7 PBU

Banda integral (min/rep) =  $P_u/2$

Banda derivada (min) =  $P_u/8$

### 1.3.3. METODO DE CURVA DE REACCION.

El procedimiento general consiste en abrir el lazo cerrado de regulacion antes de la valvula, es decir, operar directamente la valvula con el controlador en manual y crear un pequeno y rapido cambio en escalon en el proceso de entrada. La respuestas obtenida se introduce en un registrador de grafico de banda de precision con el mayor tamano posible del grafico para obtener la mayor exactitud.

En el punto de inflexion de la curva obtenida se traza una tangente lo mas aproximada posible y se miden los valores  $R$  y  $L$  (Fig. 1.25).

$R$  es la pendiente de la tangente en el punto de inflexion de la curva.

El retardo  $L$  es el tiempo en minutos que transcurre entre el instante del cambio en escalon y el punto en que la tangente anterior cruza el valor inicial de la variable controlada.  $p$  es el % de variacion que introduce el escalon en el proceso.

Las formulas a aplicar son las siguientes:

1. Control proporcional

$$\% BP = 100 RL / p$$

2. Control PI

$$\% BP = 110 RL / p$$

$$\text{Minutos por repeticion} = L / 0,3$$

3. Control PID

$$\% BP = 83 RL / p$$

$$\text{Minutos por repeticion} = L / 0,5$$

$$\text{Minutos de anticipo} = 0,5 L$$

Hay que senalar que los procedimientos de ganancia limite y de curva de reaccion (Reglas de Ziegler y Nichols) fueron deducidos empiricamente despues de analizar muchos tipos de procesos industriales, y ambos se basan en la respuesta del proceso

ante una perturbacion. Es evidente que las características del proceso no permanecen constantes en todo momento, por lo cual puede ocurrir que los valores de las acciones determinados en unas condiciones de carga distintas varien. De aqui, que es preferible realizar los ensayos en las peores condiciones de carga del proceso para que, de este modo, los ajustes del controlador sean validos en todas las condiciones de servicio. Observaciones analogas pueden aplicarse a las bandas determinadas con el metodo de tanteo debiendo senalar que para afinar los ajustes determinados con los otros dos metodos es conveniente realizar un procedimiento de tanteo adicional.

## CAPITULO II

DESCRIPCION DE LA PLANTA.

GENERALIDADES.

La central Estero Salado de INECEL, ubicada en el Km. 7 1/2 via Salinas, tiene una capacidad de generacion de 166 Mw. con dos unidades a vapor de 73 Mw. y una turbina a gas de 20 Mw.

Las características mas importantes de los equipos de generacion de vapor de la planta son:

LA CALDERA

Es de tipo de tiro forzado, camara de combustion frontal, tubular con doble domo y produce vapor a una presion de 105 kg./cm<sup>2</sup>. y a una temperatura de 513° C

Esta disenada para quemar combustible residuo "Bunker C" y tiene posibilidad de quemar gas natural del Golfo de Guayaquil. Su capacidad maxima continua de produccion de vapor es de 295 Ton/hr.

El agua de alimentacion precalentada por los calentadores y presurizada por las bombas entra al domo de vapor. El agua de alimentacion mezclada con agua saturada del vapor en el domo superior es descargada al domo de agua por los tubos de atras. Como los tubos del frente de la caldera estan en contacto con gas a mayor temperatura que los tubos de atras, el agua tiende a fluir hacia el domo superior, produciendose la circulacion natural por diferencia de densidades.

El vapor saturado sale del domo superior y fluye al supercalentador primario donde es calentado por el calor de radiacion y conveccion del gas que viene del hogar.

Luego el vapor ingresa al atemperador donde ingresa agua de alimentacion en forma de rocío para controlar la temperatura de salida del vapor supercalentado. El vapor que sale del atemperador es calentado en el supercalentador secundario por el calor de conveccion del gas que viene del hogar.

#### SUPERCALENTADOR.

El supercalentador consiste de dos secciones, llamadas, supercalentador primario (supercalentador

de baja temperatura) y el supercalentador secundario (supercalentador de alta temperatura).

Vapor saturado seco es conducido desde el domo de vapor a la entrada del cabezal de el supercalentador primario. Vapor pasa a traves del supercalentador primario a el cabezal de salida de salida del supercalentador primario. (figura 2.1).

El vapor continua al cabezal de entrada del supercalentador secundario via el atemperador. El atemperador ha sido provisto para el control de temperatura del vapor. Vapor supercalentado pasa a traves del supercalentador secundario y sale por el cabezal de salida del supercalentador secundario.

Cuando la temperatura del vapor a la salida del supercalentador es superior a la especificada, el atemperador la controla inyectando agua de alimentacion de la salida de la bomba de agua de alimentacion de la caldera en el flujo de vapor.

### 2.3. SISTEMA DE CONTROL DE LA CALDERA

El sistema de control de la caldera consiste de los siguientes controles: control maestro de presion de vapor (control de combustion), control de nivel del

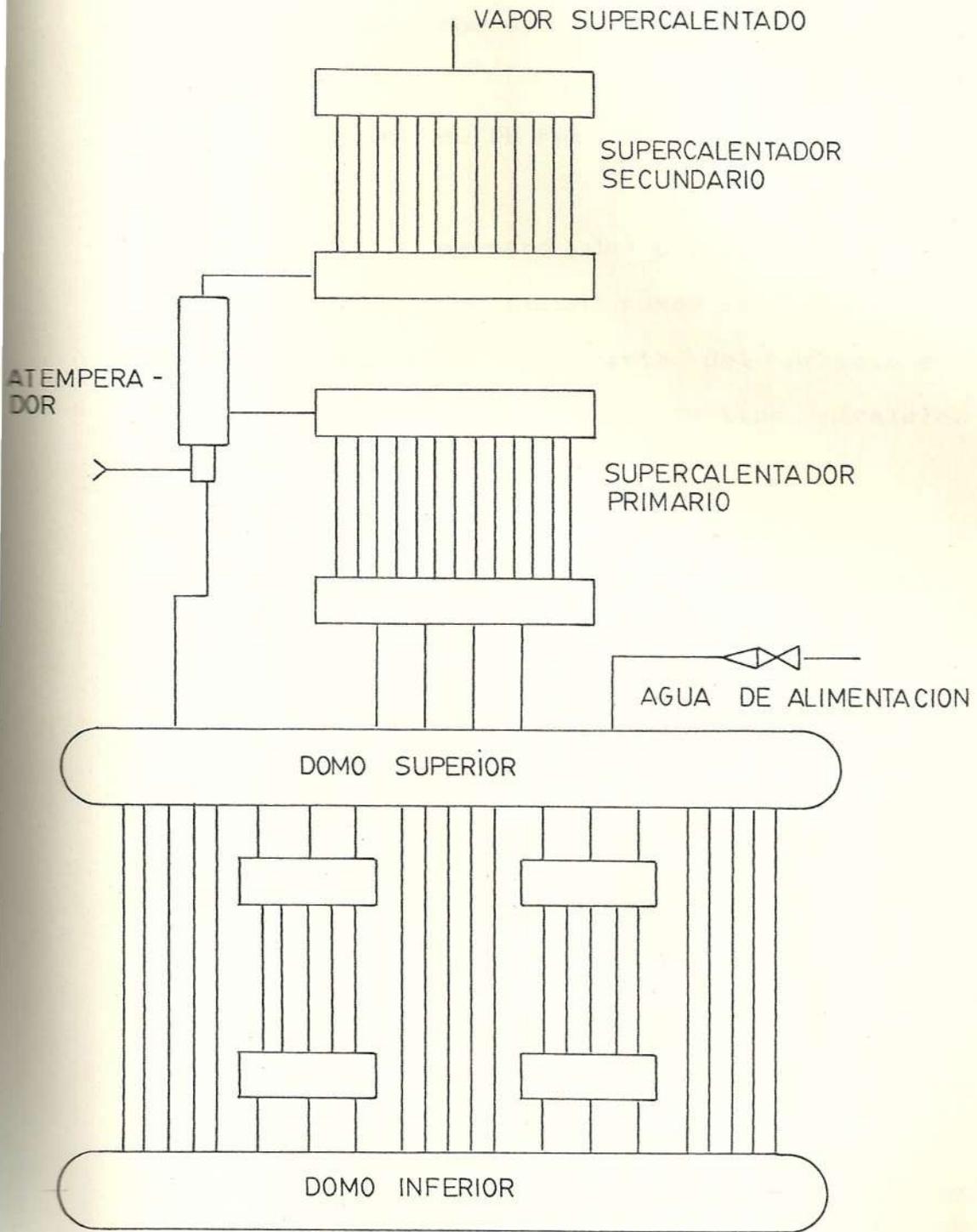


DIAGRAMA DE LA CALDERA

FIGURA 2.1

domo y control de temperatura del vapor.

### 2.3.1. CONTROL MAESTRO DE PRESION DE VAPOR

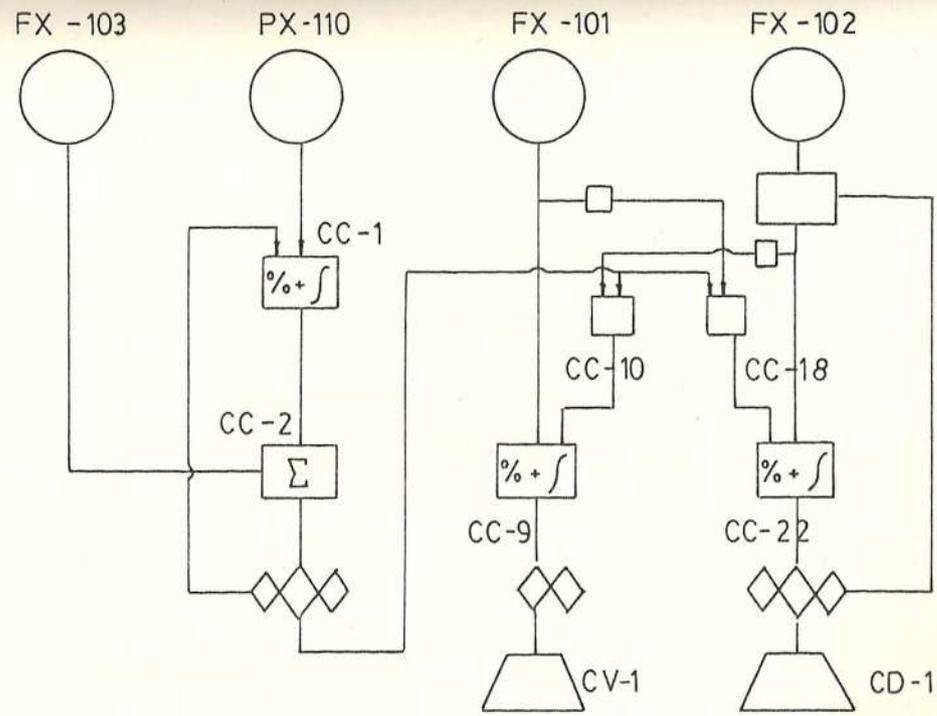
El control maestro de presion de vapor (control de combustion) puede ser considerado desde el punto de vista del arreglo del circuito como un control de tipo paralelo. (figura 2.2)

Este control de presion es de cuatro elementos, usando la medicion del flujo de vapor como indice de carga.

La presion de vapor medida por PX-110 (transmisor de presion) se compara con el punto de ajuste CC-3 en el controlador CC-1.

Si existe un diferencia entre el punto de ajuste y la presion de vapor medida el controlador CC-1 envia una senal de correccion a los controladores de flujo de aire y combustible, pero pasa primero por el sumador CC-2.

Cuando la carga es estable, la senal maestra que proviene de CC-2 esta en concordancia con



SISTEMA DE CONTROL DE PRESION DE VAPOR

FIGURA 2.2

las senales flujo de aire y flujo de combustible.

Si existe un incremento de carga, la presion de vapor cae por un momento y la senal maestra aumenta.

Si la senal maestra aumenta, instantaneamente con el incremento de carga, la selectora CC-18 deja pasar la senal mayor (maestra) y envia una senal al controlador de flujo de aire, el cual sufre una inestabilidad instantanea y manda una senal de correccion al servomotor de tiro forzado, abriendo las compuertas de descarga del ventilador.

Esto causa un aumento del flujo de aire. En la selectora CC-10, se hace al comparacion de senales y permite el paso de senal menor que es la senal maestra que va al controlador de flujo de combustible que manda una senal de abertura a la valvula de control de combustible.

O sea que en subidas de carga primero se incrementa el flujo de aire y luego el combustible. En bajadas de carga primero

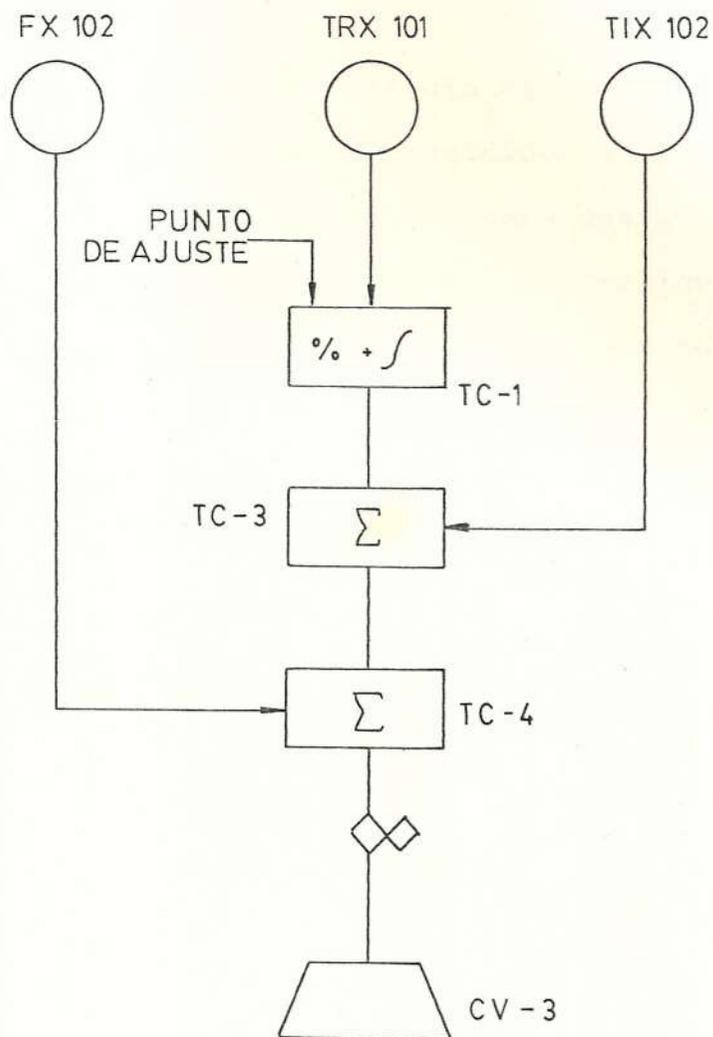
baja el flujo de combustible y luego el flujo de aire, para asegurarse siempre que haya un exceso de aire y quemar todo el combustible.

### 2.3.2. CONTROL DE TEMPERATURA DE VAPOR

El control de temperatura de vapor esta formado fundamentalmente de un controlador proporcional integral al que llega la senal de temperatura del vapor y dos sumadoras que usan el flujo de aire como indice de carga y la temperatura de vapor a la salida del atemperador como senal anticipatoria. (figura 2.3)

La senal de temperatura de vapor se compara en el controlador TC-1 con el punto de ajuste y si existe alguna desviacion, el controlador TC-1 envia una senal de correccion hacia el sumador TC-3 donde se agrega la senal de salida del atemperador, luego en el sumador TC-4 se adiciona la senal de flujo de aire y despues de pasar por la selectora va a la valvula de control.

La senal de temperatura de salida del atemperador es usada como senal anticipatoria



SISTEMA DE CONTROL DE  
TEMPERATURA DE VAPOR

FIGURA 2.3

ya que es la que varia primero con cualquier perturbacion del sistema.

Cuando la valvula opera en la direccion de cerrada a la posicion abierta se activa un sistema que sirve para que la operacion de la valvula de control se realice rapidamente y se efectua de la siguiente manera: La senal de control, para la valvula CV-3 que regula el agua que va a ser utilizada en forma de rocío en el atemperador, transmitida desde TC-4 es de 3 - 15 psig., estando la valvula completamente cerrada a 3 psig. y completamente abierta a 15 psig. Sin embargo, TC-4 puede transmitir senales menores que 3 psig., es decir entre 0 y 3 psig.

Por ejemplo, cuando una senal de 1 psig. es transmitida, si la senal de TRX-101 llega a ser mayor aunque sea una pequena cantidad, la senal de TC-1 pasa a traves de la ruta Eo-CC-28-E3, lo que hace que el tiempo integral disminuya de tal forma que la valvula de control abra rapidamente.

Los instrumentos que constituyen esta funcion

son:

CC-28: Valvula solenoide de 3 vias

CC-29: Interruptor de presion - cierra bajo 3 psig. (On)

TC-7 : Indicador de la senal de control

TC-6 : Valvula de transferencia de la senal de control

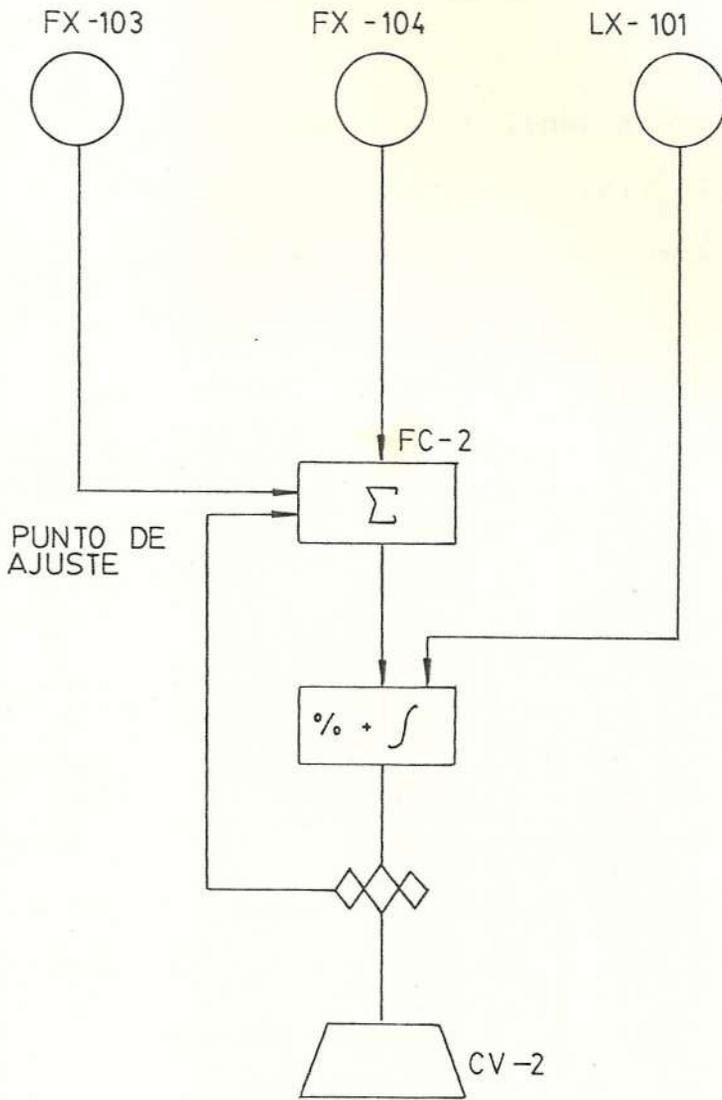
TC-8 : Control manual de la temperatura de vapor principal

TC-8 esta montada en el panel de arranque de caldera, y es usada cuando la operacion de la caldera se realiza desde el panel de caldera durante el arranque.

### 2.3.3. CONTROL DE NIVEL DEL DOMO

El control de nivel del domo es de tres elementos medidores de flujo de agua, vapor y nivel del domo. En la figura 2.4 se observa el circuito de control.

En el sumador (FC-2) se comparan (restan) las senales de flujo de agua y flujo de vapor y la senal del punto de ajuste (set point) que viene desde la selectora.



SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL  
DEL DOMO

FIGURA 2.4

Como las senales de flujo de agua y vapor son casi iguales, su diferencia seria casi cero, por lo tanto la salida del sumador FC-2, sera la senal del punto de ajuste (set-point).

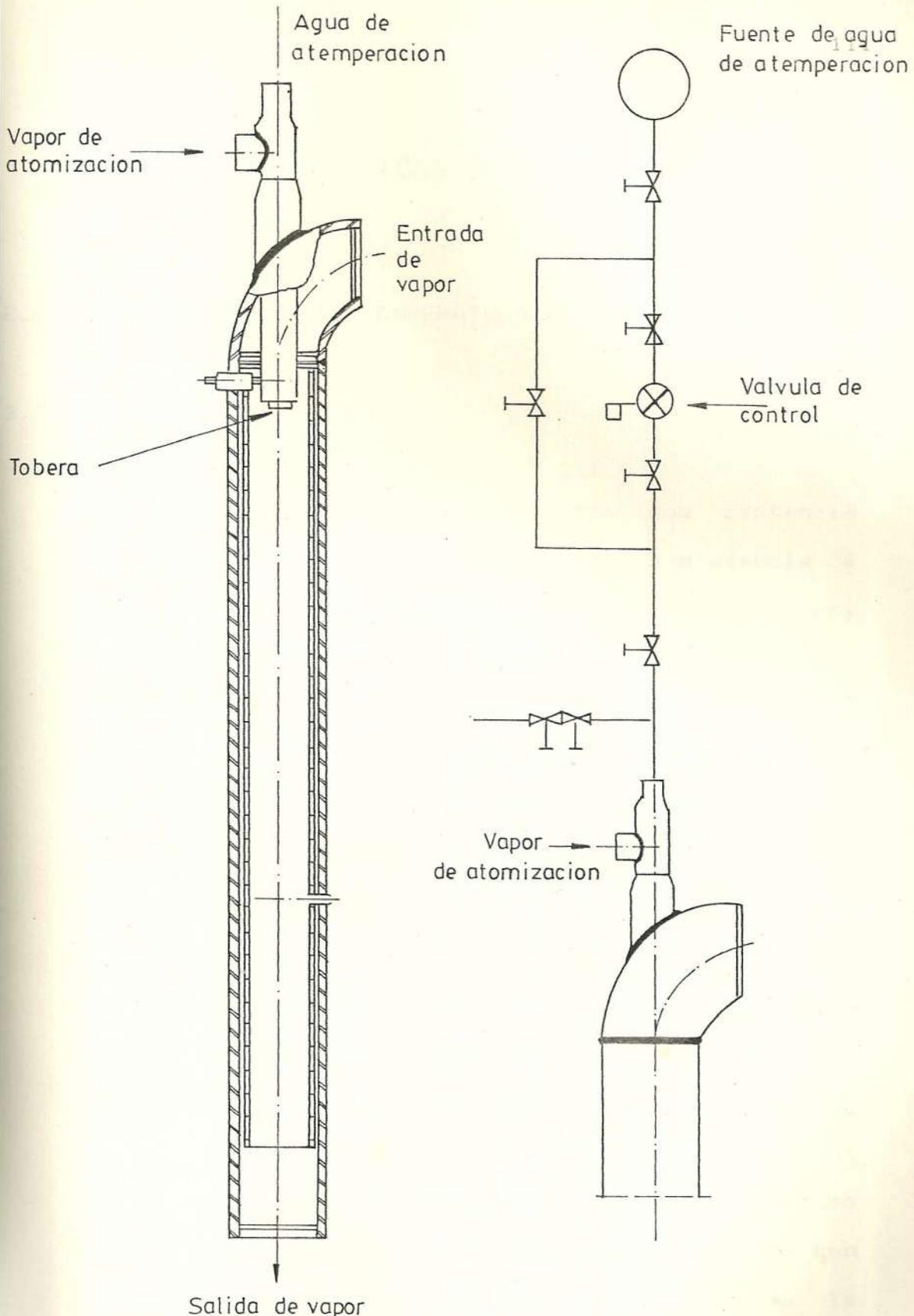
Esta senal de salida del FC-2 entra al controlador proporcional integral y se compara con la variable medida que viene del transmisor LX-101 y cualquier variacion que exista es integrada y la senal de correccion es enviada a la valvula de control CV-2.

#### 2.4. ATEMPERADOR

El atemperador esta instalado en la conexion entre el supercalentador primario y el secundario. El vapor entra al atemperador desde el cabezal de salida del supercalentador primario y pasa por el atemperador al cabezal de entrada del supercalentador secundario. Localizado de esta manera, la temperatura a la cual el atemperador sera sometido sera menor que si hubiera sido posicionado despues de la etapa de alta temperatura. De esta manera, la posibilidad de llevar agua pulverizada hasta la turbina sera eliminada cuando se opera de acuerdo a los procedimientos establecidos.

Una tobera que con la ayuda de vapor pulveriza el agua, esta colocada en la entrada del atemperador para reducir la temperatura del vapor y mantener al mismo en sus valores de diseño. El vapor que ayuda a la atomización del agua, fluye continuamente desde el domo de vapor a la tobera del atemperador no importando si hay o no flujo de agua en el atemperador.

Una valvula de control, manejada por la unidad de control, regula el flujo de agua suministrada al atemperador. Una valvula operada manualmente esta montada a cada lado de la valvula de control para permitir aislarla cuando se lo requiera. El agua que va a ser usada en el atemperador proviene del circuito de agua de alimentacion (fig. 2.5).



ATEMPERADOR

FIGURA 2.5

## CAPITULO III

### ELEMENTOS DE CONTROL DE TEMPERATURA DE LA CALDERA

#### 3.1. TRANSMISORES.

Los transmisores son instrumentos que captan la variable del proceso y la transmiten a distancia a otro instrumento receptor, indicador, registrador, controlador o una combinacion de estos.

Hay varios tipos de senales de transmision: neumaticas, electronicas, hidraulicas y telemetricas. Las neumaticas y las electronicas son las mas empleadas en INECEL.

Los transmisores neumaticos se basan en el sistema tobera obturador que convierte el movimiento del elemento de medicion en una senal neumatica.

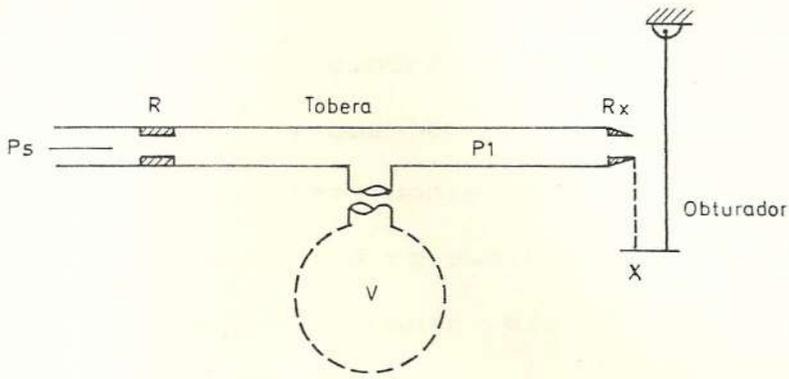
El sistema tobera-obturador consiste en un tubo neumatico alimentado a una presion constante  $P_s$ , con una reduccion en su salida en forma de tobera, la cual puede ser obstruida por una lamina llamada obturador cuya posicion depende del elemento de medicion. En la figura 3.1 se muestra el conjunto.

El aire de suministro de presión normalizada  $P_s$  (20 lb/pulg<sup>2</sup> o 1.4 kg/cm<sup>2</sup>) pasa por la restricción  $R$  y llena al volumen cerrado  $V$  escapándose a la atmósfera por la tobera  $R_v$ .

Esta tiene un diámetro muy pequeño, de unos 0.25 - 0.5 mm. mientras que la restricción  $R_v$  tiene un diámetro alrededor de 0.1 mm. Con el obturador abierto la presión posterior remanente es de unos 0.03 kg/cm<sup>2</sup>., lo cual indica que la relación de los diferenciales de presión a través de la restricción  $R$  es de  $1.4/0.03 = 50$  veces.

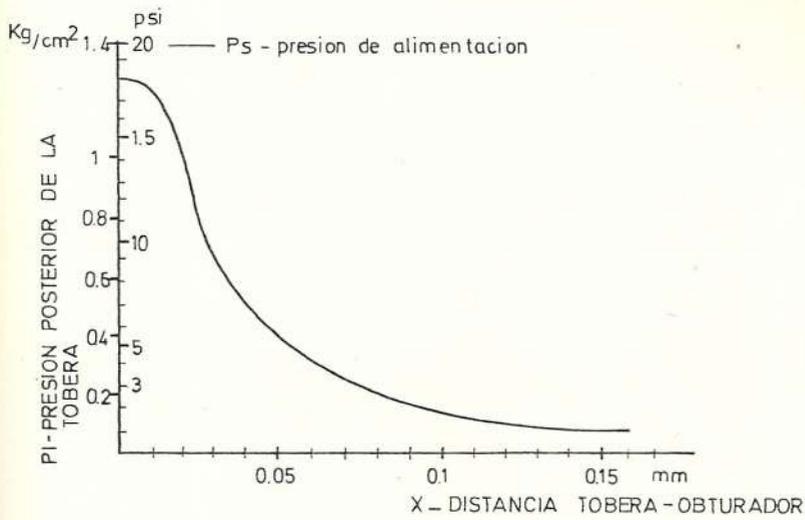
El escape de aire a través de la tobera depende de la posición del obturador, es decir del valor  $X$ . Debido a este escape, el volumen  $V$  se encontrará a una presión  $P_1$  intermedia entre  $P_s$  y la atmosférica.

Así tenemos que para  $X=0$ , el obturador bloquea casi totalmente a la tobera, con lo cual no hay escape de aire a la atmósfera y  $P_1$  llega a ser casi igual a la presión  $P_s$  del aire de alimentación. Para  $X$  relativamente grande el obturador está separado de la tobera y no limita el escape de aire a la atmósfera siendo la presión  $P_1$  próxima a la atmosférica (fig. 3.2).



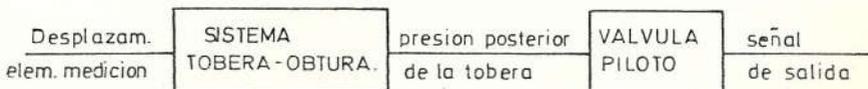
SISTEMA TOBERA -OBTURADOR

FIGURA 3.1



CURVA DE RESPUESTA DE UN SISTEMA TOBERA-OBTURADOR

FIGURA 3.2



DOS ETAPAS

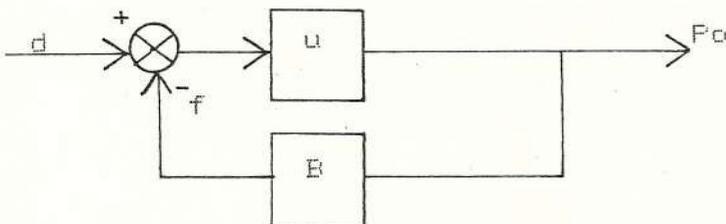
FIGURA 3.3

Un transmisor en general consta de una valvula piloto (fig. 3.3), que en un transmisor neumatico cumple las siguientes funciones:

Aumento de caudal de aire suministrado, o del caudal de escape para conseguir disminuir el tiempo de respuesta.

Amplificacion de presion (ganancia) para obtener una senal neumatica estandard de 3 a 15 lb/pulg<sup>2</sup>.

Analicemos un transmisor general cuyo diagrama de bloques es el siguiente:



$d$  : Senal de entrada del elemento diferencial

$P_o$  : Senal de salida

$f$  : Senal de realimentacion

$e$  : Senal de error

$u$  : Ganancia del amplificador ( $u=G_a$ )

$B$  : Funcion de transferencia de la realimentacion

$uB$  : Funcion de transferencia del lazo de control abierto.

W : Funcion de transferencia total, o de lazo cerrado.

$$W = (P_o/d) = u/(1+uB) = 1/[1/(u)+B]$$

Si B es muy grande comparada con  $1/u$ , este ultimo termino puede despreciarse y la funcion de transferencia total total pasa a ser aproximadamente igual a  $1/B$ .

Es decir las caracteristicas del instrumento vienen determinadas aproximadamente por las caracteisticas del sistema de realimentacion.

Asi mismo

$$(f/d) = uB/(1+uB) \approx 1$$

Es decir, el bloque de realimentacion intenta en todo momento que la senal f se mantenga practicamente igual a la senal de entrada d.

Ademas:

$$(d/e) = 1 + uB$$

$$e = d/(1 + uB)$$

Y la señal de error se mantiene en un valor muy pequeño. En otros terminos la sensibilidad respecto a B es:

$$S_{B^w} = \frac{dw/w}{dB/B} = \frac{dw}{dB} \cdot \frac{B}{w} = \frac{1}{w[(1/u) + B]e} \cdot \frac{B}{\frac{1}{u} \cdot B}$$

$$S_{B^w} = \frac{B}{\frac{1}{u} + B}$$

Si u es grande  $S_{B^w} = 1$  (muy sensible)

La sensibilidad respecto a u:

$$S_{u^w} = \frac{dw/w}{du/u} = \frac{dw}{du} \cdot \frac{u}{w} = \frac{uB - (1+uB)}{(1+uB)^2} \cdot \frac{u}{\frac{u}{1+uB}} = 0$$

$$S_{u^w} = \phi \text{ (casi insensible)}$$

Ello significa que el bloque de realimentacion debe construirse con precision y que la cadena de accion u no tiene que ser muy precisa.

### 3.1.1. TRANSMISOR DE TEMPERATURA DE VAPOR PRINCIPAL

El transmisor de temperatura de vapor principal es un transmisor registrador denominado TRX-101 que se encuentra ubicado

en el panel caldero-turbina (BTP).

A este instrumento llega la señal enviada por la termocupla TE-101 en milivoltios con un rango dado de valores de  $200^{\circ}\text{C} - 600^{\circ}\text{C}$  y la convierte en señal neumática estandarizada de 3 - 15 lb/pulg<sup>2</sup>.

Por lo tanto la señal sera de 9 lb/pulg<sup>2</sup> cuando la temperatura sea igual a  $400^{\circ}\text{C}$ , pero nuestro punto de ajuste es de  $513^{\circ}\text{C}$ . Además tenemos que para pequeñas variaciones de temperatura la señal neumática de salida no variara apreciablemente lo que produciria problemas en el sistema de control de temperatura ya que el vapor supercalentado debe mantenerse en  $513^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}$ .

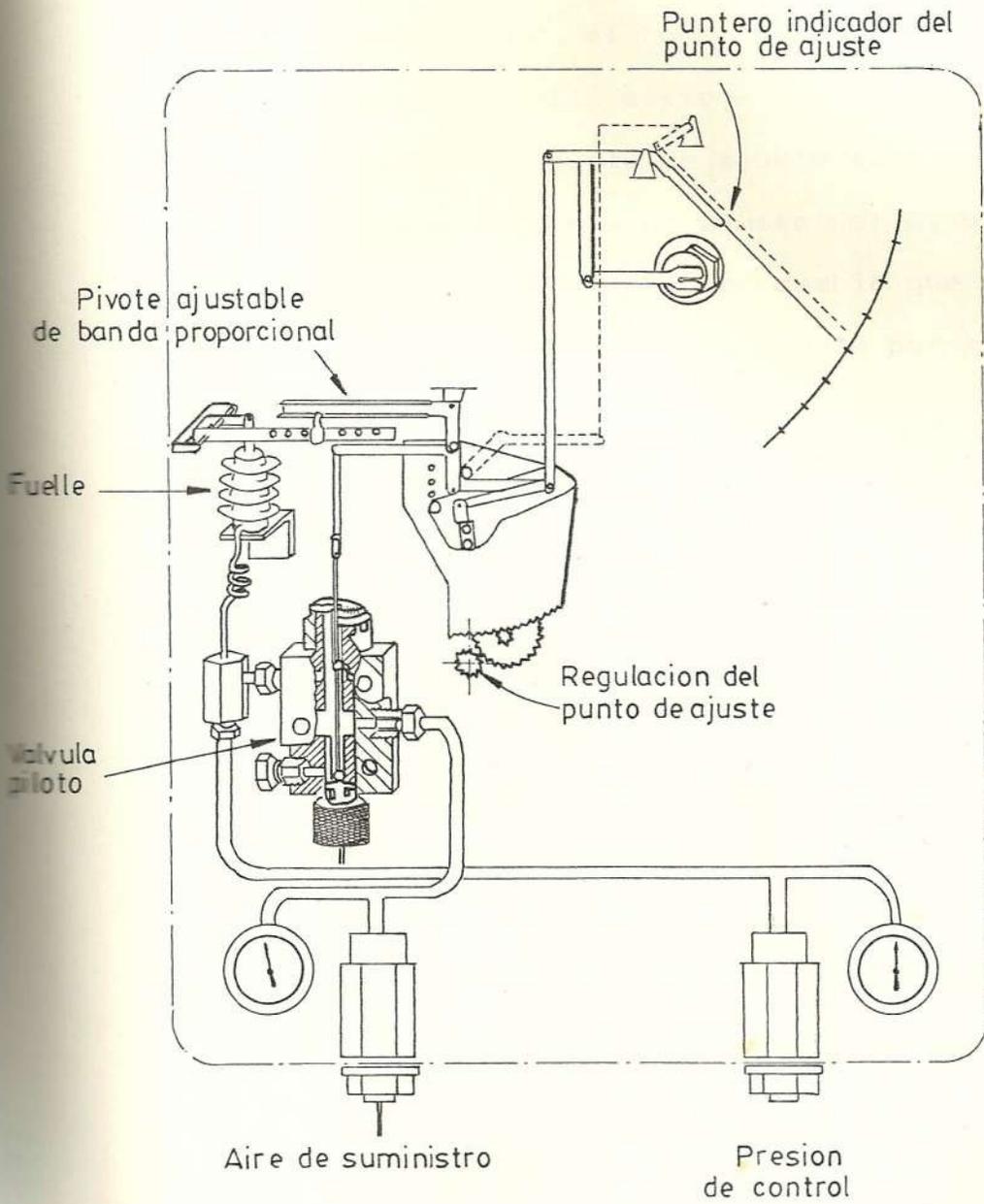
En vista de lo anterior, se coloca un instrumento denominado Pilotrol el mismo que además de otras ventajas que se explicaran luego, produce un incremento en la sensibilidad del transmisor ya que ahora para obtener una variación de 3 a 15 lb/pulg<sup>2</sup> en la señal neumática de salida que va al controlador TC-1, se necesita una variación de  $466^{\circ}\text{C}$  a  $558^{\circ}\text{C}$ . Observese que ahora, para

una temperatura de  $513^{\circ}$  C le corresponde 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

#### PILOTROL

El pilotrol es un dispositivo compacto que consta de valvula piloto, fuelle restaurador y un eslabon interrelacionado, el cual es usado para transformar en presion neumatica de carga el movimiento impartido a el eslabon pilotrol por el brazo de mando de un elemento de medicion del controlador. El eslabon pilotrol esta disenado para ajustes convenientes de el punto de ajuste de control y de la banda proporcional. El fuelle restaurador es usado para combinar mayor rapidez en los cambios de presion de carga con estabilidad en la operacion del sistema de control.

La figura 3.4 es un diagrama mostrando la operacion del pilotrol. Se observan los ajustes para la banda proporcional y el punto de ajuste, tuberias de aire, filtros, tuberias para aire de suministro y del indicador del punto de ajuste.



TRANSMISOR DE TEMPERATURA

FIGURA 3.4

El proposito del indicador del punto de ajuste es indicar en una escala o carta el valor del factor controlado el cual sera mantenido por el controlador durante la operacion del sistema de control. El indicador del punto de ajuste esta conectado al sector de punto de ajuste del pilotrol de tal manera que, cualquier cambio que se haga en el valor del punto de ajuste por medio de la perilla, sera mostrado por el indicador del punto de ajuste.

Las presiones de aire son indicadas en los manómetros de presion de suministro y presion de carga. La presion de salida de la valvula piloto es designada ya sea presion de carga o presion de control. Se designa el termino "control", cuando la presion de salida de la valvula piloto es aplicada directamente a la valvula de control (unidad de potencia). Si interviene cualquier otro equipo, el termino "carga" es usado para designar la presion de aire desde la salida de la valvula piloto hasta esta ultima unidad. El termino "control", en este ultimo caso, designa a la presion de aire desde esta unidad hasta la valvula de control. La presion de carga y de

control no tienen necesariamente el mismo valor.

#### PRINCIPIO DE OPERACION

Una presión de aire de suministro de 20 lb/pulg<sup>2</sup> es conectada a el filtro de aire de suministro y pasa a través del filtro a la válvula piloto. En operación, el movimiento, del brazo de mando es transmitido por medio del eslabon pilotrol al vastago de la válvula piloto. La presión de 20 lb/pulg<sup>2</sup> es reducida por medio de la válvula piloto para producir una presión de carga que varia de 3 a 15 lb/pulg<sup>2</sup>. dependiendo de la posición de la válvula piloto. Posicionando al indicador de punto de ajuste, se ajusta al eslabon pilotrol para así establecer la relación deseada entre el brazo de mando y la posición del vastago de la válvula piloto. Esta relación produce la presión de carga requerida para posicionar la válvula y estabilizar el factor controlado en el valor deseado.

El cambio de presión de carga por cualquier movimiento del brazo de mando, es determinado

por la posición del pivote ajustable de la banda proporcional y las posiciones del sector de banda proporcional. Se puede seleccionar entre banda proporcional ancha y angosta ya que hay más de una posición para el sector de banda proporcional como se muestra en la figura 3.5.

La cantidad de cambio de la presión de carga para un ajuste dado de la banda proporcional es determinado por las variaciones del factor controlado como el medido por el elemento de medición del controlador.

Reposicionando el pivote ajustable de la banda proporcional, cambia la relación eslabon-pilotrol de tal manera que la acción restauradora de los fuelles sobre el vástago de la válvula piloto es incrementada o disminuida.

### 3.1.2. TRANSMISOR DE TEMPERATURA DE VAPOR A LA SALIDA DEL ATEMPERADOR.

El transmisor de temperatura del vapor a la salida del atemperador es también un

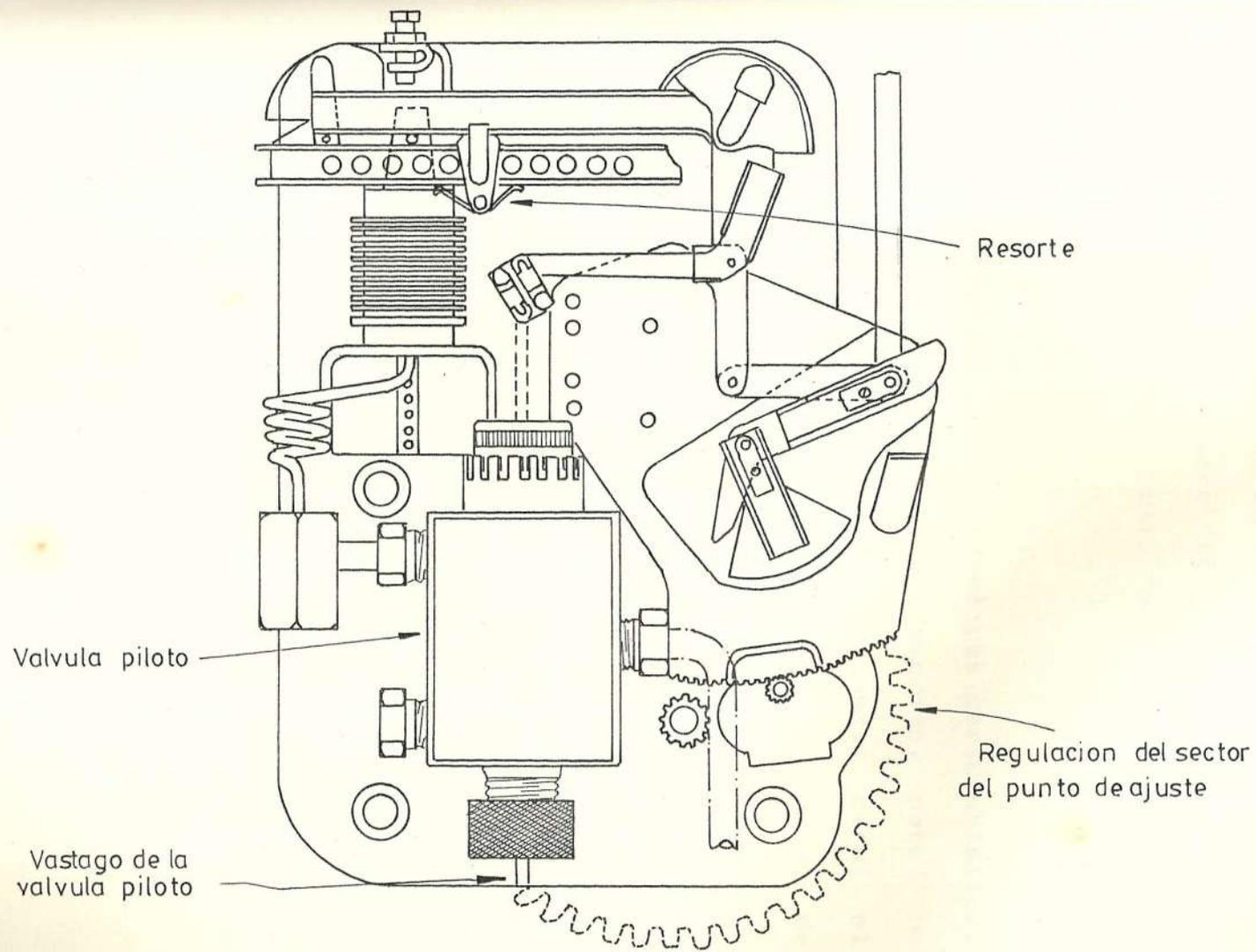


FIGURA 3.5

PILOTROL

indicador y se lo denomina TIX-102. Se encuentra ubicado en el panel de arranque del caldero (BSP), pero como solo es indicador, manda su señal para ser registrada en el TRX-101.

El TIX-102 es de idénticas características que el TRX-101 antes descrito, pero no utiliza el pilotrol, es decir para el equivalente en milivoltios a un rango de temperatura de  $200^{\circ}\text{C}$  a  $600^{\circ}\text{C}$  se tiene una señal neumática de salida de 3 a 15 lb/pulg<sup>2</sup>. Esta señal de temperatura es la que envía la termocupla tipo K denominada TE-102 que se encuentra colocada a la salida del atemperador y que luego de pasar por el TIX-102 y ser convertida a señal neumática es enviada como señal anticipatoria a la sumadora TC-3 que forma parte del sistema de control de temperatura ya descrito anteriormente en la sección 2.3.2.

### 3.1.3. TRANSMISOR DE FLUJO DE AIRE

El elemento primario de flujo de aire es un doble tubo venturi colocado a la salida del

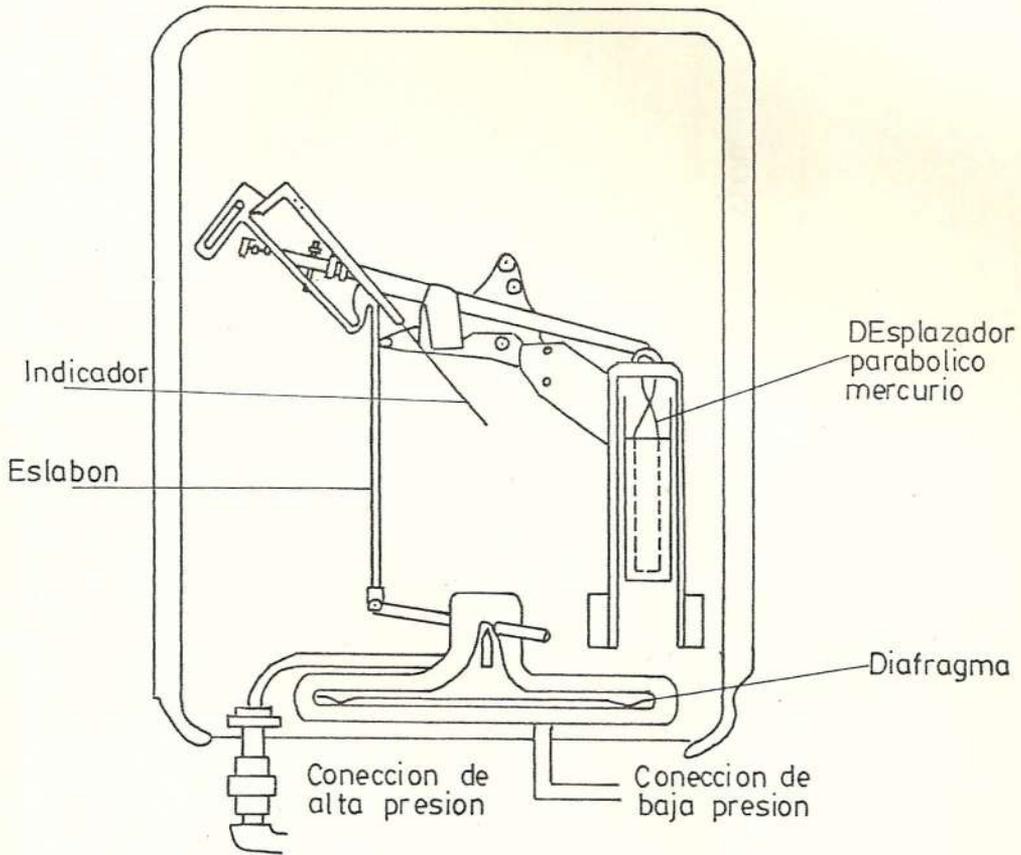
precalentador de aire regenerativo.

El diferencial de presión generado en el tubo de Venturi es aplicado a un mecanismo de diafragma; el movimiento del diafragma es transmitido por medio de un eslabón a la viga de balance, la cual está apoyada sobre un pivote, y gira. Un extremo de la viga está unida a un eslabón y de ahí a la pluma indicadora.

Un desplazador parabólico suspendido del otro extremo de la viga extrae la raíz cuadrada por variación de la fuerza requerida para levantarla desde un reservorio de mercurio. (Figura 3.6.)

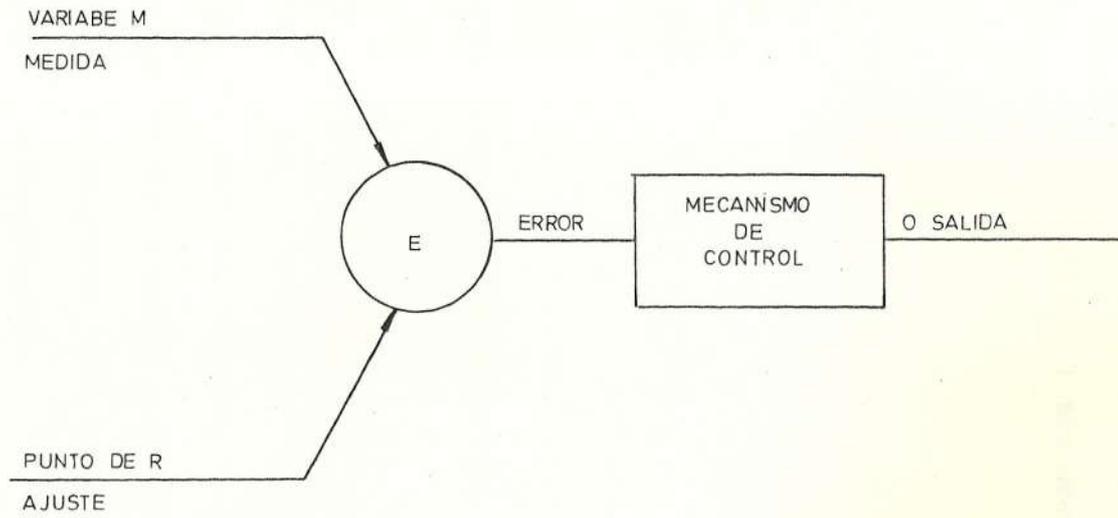
### 3.2. RELEVADORES

Las funciones básicas de un controlador neumático incluyen: 1. recepción de la variable medida  $M$  que está siendo controlada; 2. comparación de ese valor con uno de referencia o valor deseado  $R$ ; 3. determinación de la magnitud y dirección de cualquier desviación o error  $E$ ; 4. suministrar una señal de salida o como función de la desviación. (Figura 3.7.)



TRANSMISOR DE FLUJO DE AIRE

FIGURA 3.6



FUNCIONES BASICAS DE UN CONTROLADOR

FIGURA 3.7

El efecto que un cambio de presión de entrada dado tiene sobre la presión de salida, depende de la función para la cual el controlador está ajustado, de la posición del mecanismo de ganancia, así como de la acción de control empleada.

Como se vio anteriormente, la unidad reforzadora suministra la presión amplificada al fuelle D para eliminar el desbalance causado por el cambio en la presión de entrada y restaurar la distancia lengüeta-tobera a su posición de balance.

#### OPERACION DEL RELEVADOR REFORZADOR.

En la figura 3.8 se muestra un diagrama de operación de la unidad. Tres diafragmas dividen el interior de la unidad en cuatro cámaras neumáticas. Los diafragmas se mueven simultáneamente, ya que se encuentran sujetos en su parte central por el conjunto de diafragma.

Como las cámaras 1 y 4 están interconectadas y son iguales en área efectiva de diafragma, sus fuerzas opuestas sobre el conjunto de diafragma se balancean. La cámara 2 está abierta a la atmósfera. El resorte actuador ejerce una fuerza hacia abajo



sobre el conjunto de diafragmas. Por lo tanto, ya que la presión de la cámara 3 ejerce una fuerza hacia arriba, la posición del conjunto de diafragmas es una función directa de la presión de la cámara 3.

El suministro de aire entra a la cámara 3 y a la tobera a través de un orificio reductor de presión. El coeficiente de flujo de aire de la tobera determina la magnitud de la presión en la cámara 3, en balance esta presión es de aproximadamente 2 lb/pulg<sup>2</sup>., que es la presión necesaria para balancear la fuerza hacia abajo que ejerce el actuador.

Cuando la variable medida aumenta, el eslabonamiento del elemento medidor mueve la lengüeta más cerca de la boquilla de la tobera, retardando el flujo de aire de la tobera y aumentando la presión en la cámara 3. La presión al aumentar, mueve el conjunto de diafragmas hacia arriba, abriendo la válvula de admisión y cerrando la válvula de escape. El aire de suministro entra a la cámara 1 y a través de la válvula de admisión, haciendo que la presión de salida de la unidad reforzadora, empiece a aumentar la presión en la cámara 1, también se aplica al fuelle de restauración. A medida que la presión aumenta, el fuelle de restauración se expande,

separando la lengüeta de la tobera. El aumento del coeficiente de flujo de aire de la tobera, hace que la presión en la cámara 3 empiece a disminuir.

La presión en la cámara 1, continuara aumentando hasta que la lengüeta sea restaurada en la posición que produzca una presión de 2 lb/pulg<sup>2</sup>. en la cámara 3. El resorte actuador, para entonces, habra movido el conjunto de diafragmas hacia abajo a su posición original, cerrando la válvula de admisión y haciendo que la presión de salida de la unidad reforzadora se estabilice en su nuevo valor incrementado.

Cuando la variable medida disminuye, la operación de la unidad reforzadora es inversa a la previamente descrita.

### 3. SELECTORAS.

Las selectoras son instrumentos cuya función es permitir el paso de la señal automática de un sistema de control. En el sistema de control de temperatura de la caldera se usa una selectora con retroenlace ajustable cuyo funcionamiento veremos a continuación.

### SELECTORA CON RETROENLACE AJUSTABLE.

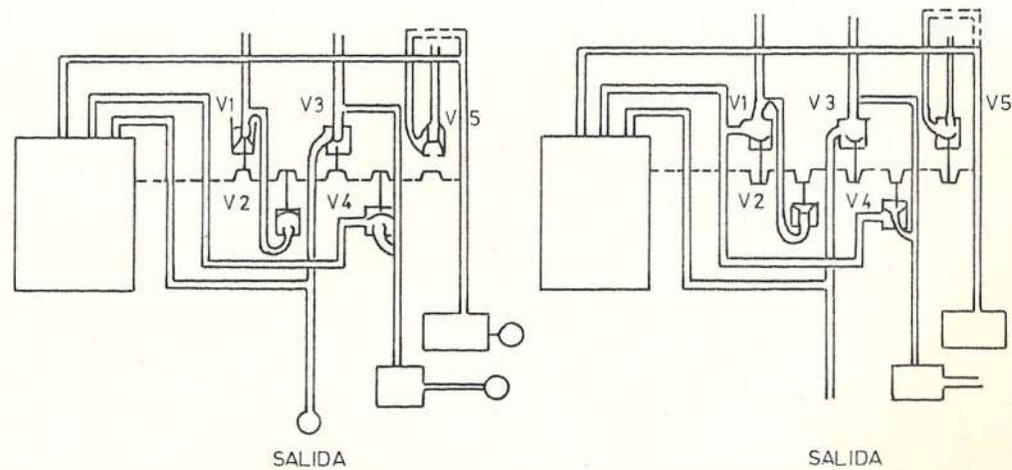
En la figura 3.9 se observa la selectora en la posición de automático, donde la señal proveniente del relevador sigue la vía 6-2 hacia los elementos finales de control de combustible y aire. En la posición manual de la selectora no interviene la señal de control del relevador. Con la perilla de ajuste del retroenlace se puede regular la señal hacia la cámara C del relevador y así igualar las señales manual y automática para hacer el cambio de posición de la selectora de manual hacia automático.

### 3.4. ELEMENTOS FINALES DE CONTROL.

La función del elemento final de control y de la unidad de potencia que lo opera es "cumplir las ordenes" del circuito de control.

Una respuesta lenta del elemento final puede ser tan perjudicial como una medición incorrecta o excesivos retardos de transmisión. De ahí que el elemento final es un importante enlace en el circuito de control.

La válvula de control es el elemento final más usado



SELECTORA CON RETROENLACE AJUSTABLE

FIGURA 3.9

comunmente en sistemas y, servomotores son importantes para control de flujo de aire y gases a traves de ductos, ventiladores, etc.

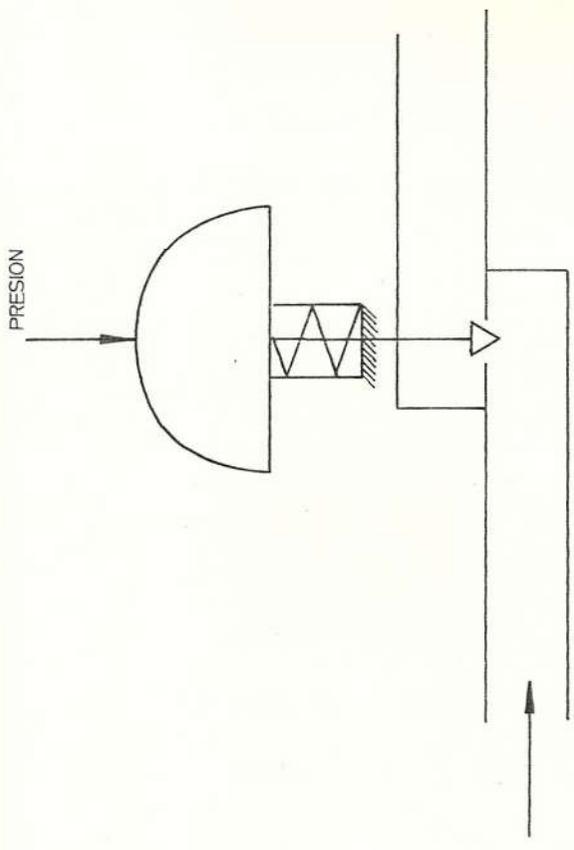
Sin considerar que el elemento final de control es una valvula o una compuerta de control, consiste de un dispositivo que varia el flujo de un fluido produciendo una caida de presion. El componente principal del elemento final es el operador o unidad de potencia, que puede ser de tipo neumatico, electrico o hidraulico.

Estas unidades de potencia son amplificadores de la senal de control para accionar el elemento final.

#### 3.4.1. VALVULAS DE CONTROL

Una valvula de control es un mecanismo capaz de controlar el paso de un fluido, dejando pasar solamente la cantidad requerida.

La figura 3.10 es un esquema de una valvula de control operada neumaticamente. Al aplicar aire a presion al la camara, a dicha presion corresponderia una fuerza que, actuando sobre el diafragma, lo desplazaria hacia abajo,



ESQUEMA DE VALVULA DE CONTROL

FIGURA 3.10

junto con el vastago, hasta ser equilibrada por la fuerza del resorte. Al mismo tiempo el tapon se acercaria mas al asiento, dejando pasar menor cantidad de fluido.

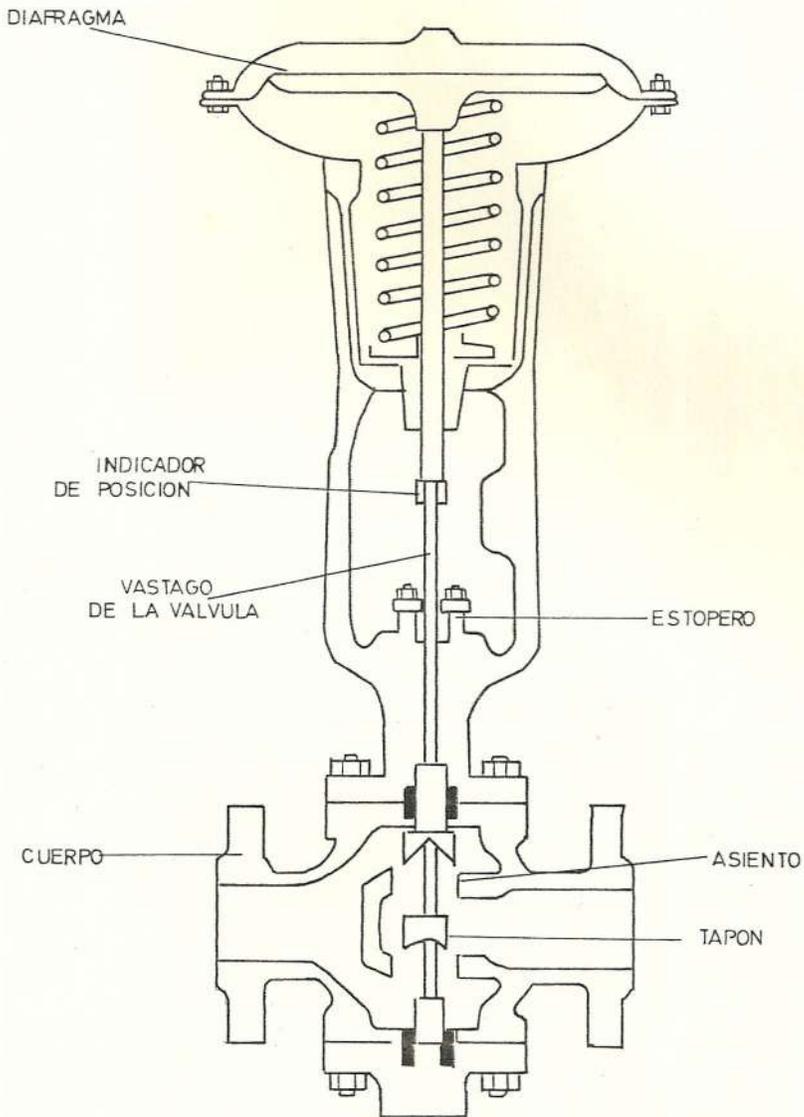
La valvula esta formada por la parte inferior o cuerpo y la parte superior o parte motriz.

En la figura 3.11 se muestran los elementos principales que tienen una valvula de control.

La parte movil de la valvula queda sujeta no solo a la influencia de las fuerzas correspondientes a la presion del aire y el resorte, sino tambien a otras fuerzas que tienen un valor apreciable. En tal caso la presion del tapon no podria ser fijada con precision.

Una manera de resolver este problema consiste en usar un posicionador.

Cuando se usa posicionador, la presion de control no es recibida por la valvula sino por el posicionador (ver figura 3.12). Este a su vez recibe una indicacion de la posicion y



DETALLE DE VALVULA DE CONTROL

FIGURA 3.11

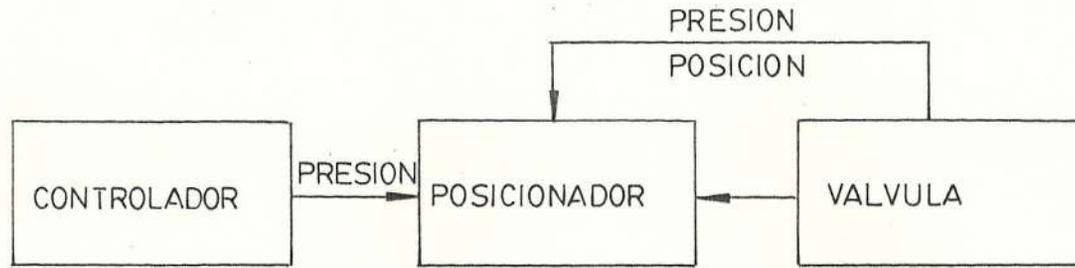


DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DEL POSICIONADOR

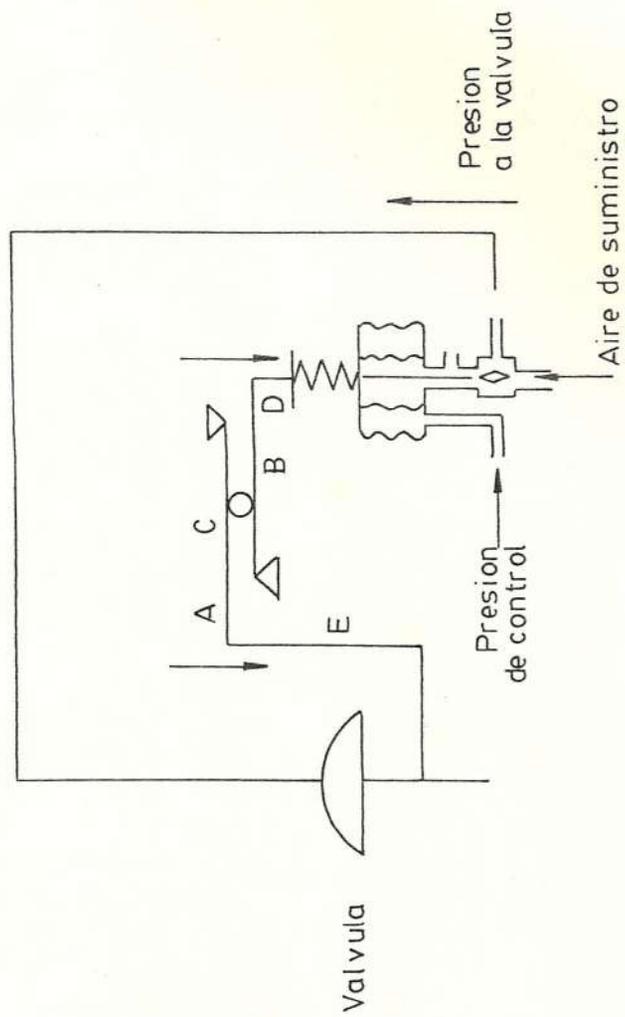
FIGURA 3.12

compara las dos senales recibidas. Si no hay correspondencia entre ellas, envia a la valvula la presion de aire necesaria para que la haya, es decir, para que la valvula tome la posicion que debe corresponder a la presion que esta enviando el controlador.

El posicionador funciona bajo el principio de equilibrio de fuerza, es decir, las dos senales recibidas de presion de control de posicion de valvula son transformadas en fuerzas para poder ser comparadas.

Cuando hubiera alguna diferencia entre dichas fuerzas, automaticamente se modificaria la posicion de la valvula, en la direccion necesaria para restablecer el equilibrio.

En la figura 3.13 se representa esquematicamente la forma en que funciona el posionador. La presion del controlador, al ser aplicada al conjunto de los fuelles produce una fuerza que actua hacia arriba. A esta fuerza se opone la fuerza debida a la compresion del resorte, que depende de la posicion que tenga el vastago de la valvula; si la primera fuerza es mayor el conjunto de



ESQUEMA DE POSICIONADOR I VALVULA

FIGURA 3.13

los fuelles se moveria hacia arriba, cerrando el escape de aire a la atmosfera y abriendo el suministro, haciendo que la presion de aire hacia la valvula aumente y el vastago se mueve hacia abajo; al ocurrir lo anterior, el resorte se comprime mas, hasta que la fuerza correspondiente llega a ser igual a la fuerza debida a la presion.

## CAPITULO IV

MODELO MATEMATICO DEL CONTROL DE TEMPERATURA DE LA CALDERA.

### 4.1 TRANSMISOR DE TEMPERATURA.

Como se menciona en el capitulo anterior, los transmisores en nuestro sistema de control son tres:

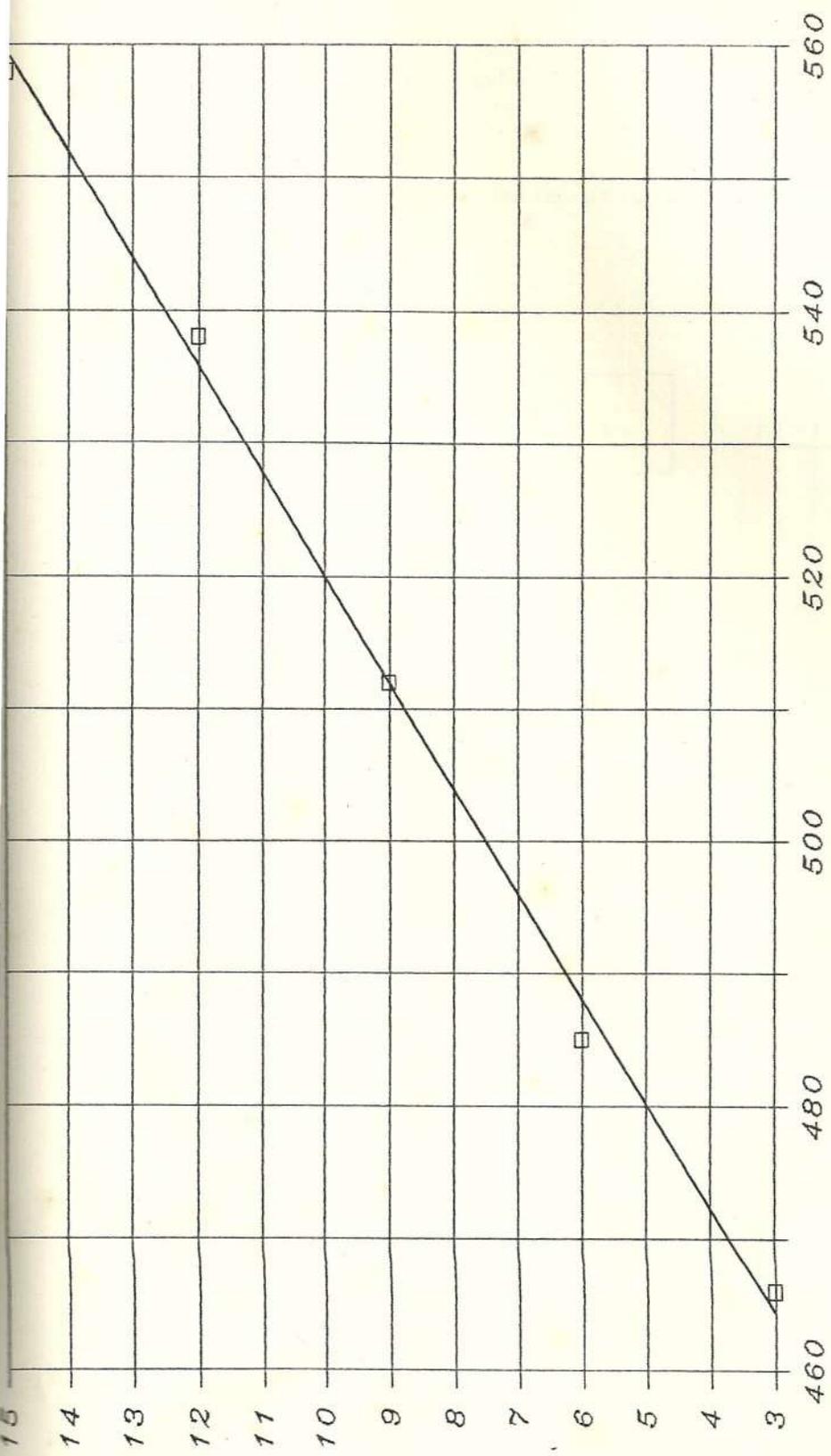
- 1.- Transmisores de temperatura del vapor principal
- 2.- Transmisor de temperatura a la salida del atemperador
- 3.- El transmisor de flujo de aire

#### TRANSMISOR DE TEMPERATURA DE VAPOR PRINCIPAL.

Analizando los datos del transmisor TRX-101 observamos que la variacion de la salida "b" es proporcional a la variacion de la entrada "a" y que el punto de ajuste es  $512^{\circ}\text{C}$  para  $9 \text{ lb/pulg}^2$  Fig 4.1.

La señal de entrada del transmisor TRX-101 es

SALIDA B [ lb/pulg<sup>2</sup>]

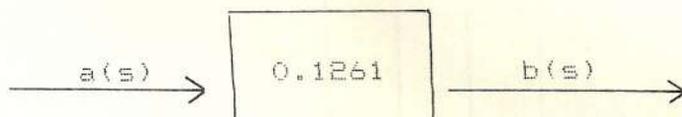


ENTRADA A (C)  
□ FIGURA 4.1

enviada por la termocupla TE 101.

La funcion de transferencia esta dada por:

$$\frac{b(s)}{a(s)} = 0.1261$$



Siendo:

a = Variacion de la temperatura del vapor principal con respecto a su ajuste de 512 C [ C]

b = Variacion de la senal de salida del transmisor TRX-101 con respecto a su referencia de 9 lb/pulg<sup>2</sup> [lb/pulg<sup>2</sup>].

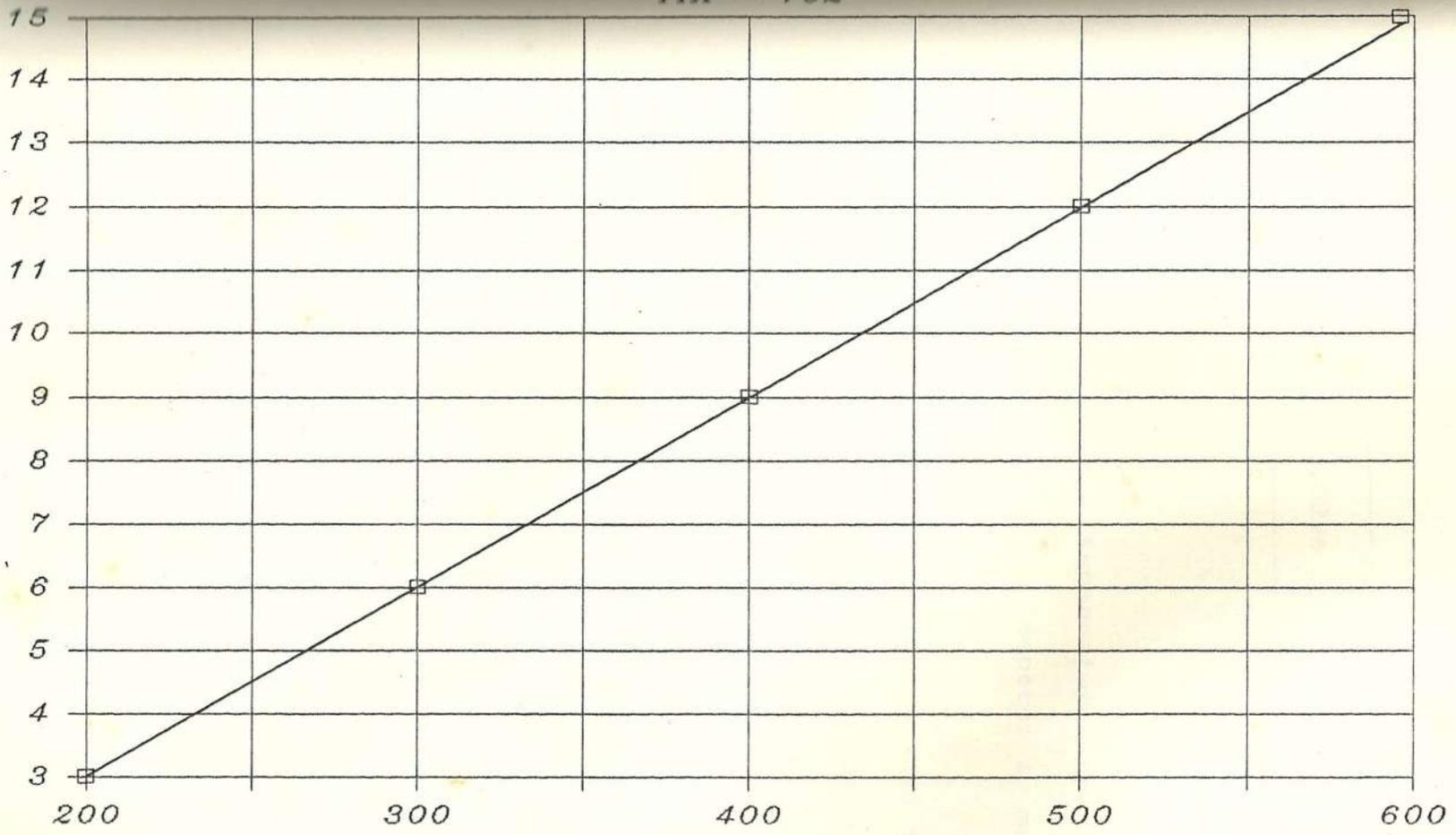
TRANSMISOR DE TEMPERATURA A LA SALIDA DEL ATEMPERADOR (TIX-102).

La senal de entrada del transmisor TIX-102 es enviada por la termocupla TE-102 y el punto de ajuste es 400 C para 9 lb/pulg<sup>2</sup>. Fig 4.2.

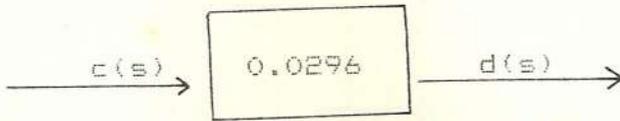
Graficando los valores experimentales se obtiene:

$$\frac{d}{c} = 0.0296 \left[ \frac{b/pulg^2}{aC} \right]$$

SALIDA D [ lb/pulg<sup>2</sup> ]



ENTRADA C [ C ]  
□ FIGURA 4.2



donde

$c$  = Variación de la temperatura del vapor a la salida del atemperador con respecto a su punto de ajuste de 400 C [ C].

$d$  = Variación de la señal de salida del transmisor TRX-102 con respecto a su referencia de 9 lb/pulg<sup>2</sup> [lb/pulg<sup>2</sup>].

#### TRANSMISOR DE FLUJO DE AIRE

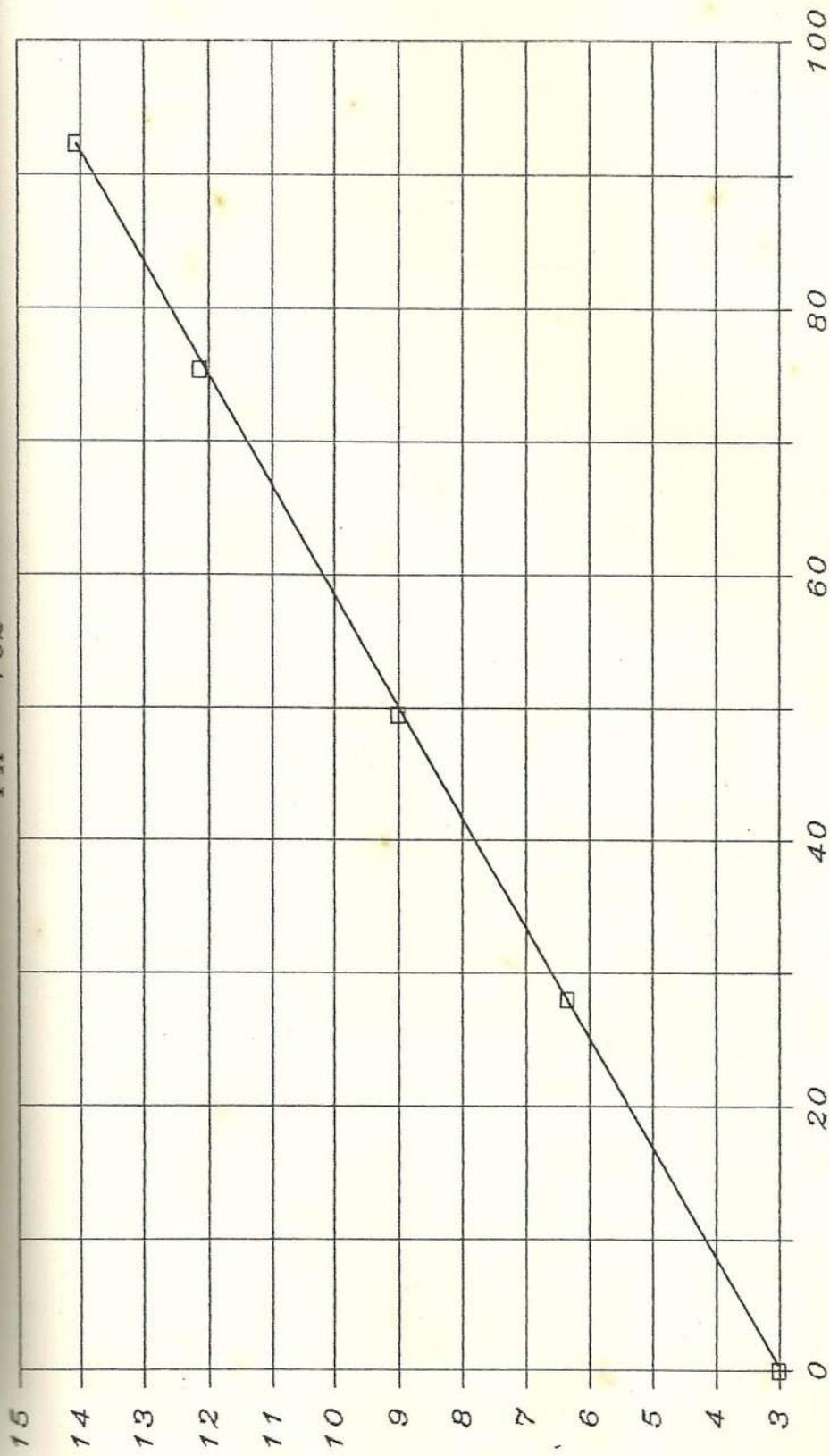
La presión de salida ( 3-15 lb/pulg<sup>2</sup>) del transmisor de flujo FX-102 es proporcional al porcentaje (0-100%) de abertura de la entrada. De la figura 4.3 se obtiene:

$$\frac{j(s)}{f(s)} = 0,1206$$

donde:

$f(s)$  = Variación de la abertura que permite el paso del aire de combustion con respecto a su punto de ajuste de 50% [%]

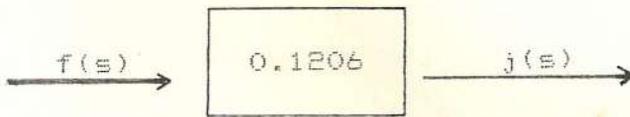
$j(s)$  = Variación de la salida del transmisor FX-102



ENTRADA F [%]  
 □ FIGURA 4.3

SALIDA J [lb/pulg2]

con respecto a su referencia de 9 lb./pulg<sup>2</sup>  
[lb/pulg<sup>2</sup>].



#### 4.2 CONTROLADOR.

El sistema de control de temperatura esta conformado por tres controladores de los cuales uno de ellos tiene accion proporcional + Integral y los dos restantes tienen accion totalizadora.

Estos controladores fueron descritos previamente en la seccion 1.2.1.

##### CONTROLADOR TC-1.

Este controlador es de accion proporcional integral y su funcion de transferencia en general es la siguiente:

$$Z = eG \left( 1 + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt \right)$$

$$e = b - r$$

donde:

r = Variación del punto de ajuste del controlador con respecto a su referencia de 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

b = Variación de la salida del transmisor TRX-101 con respecto a su referencia o punto de ajuste de 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

e = Variación de la señal de entrada al controlador TC-1 [lb/pulg<sup>2</sup>].

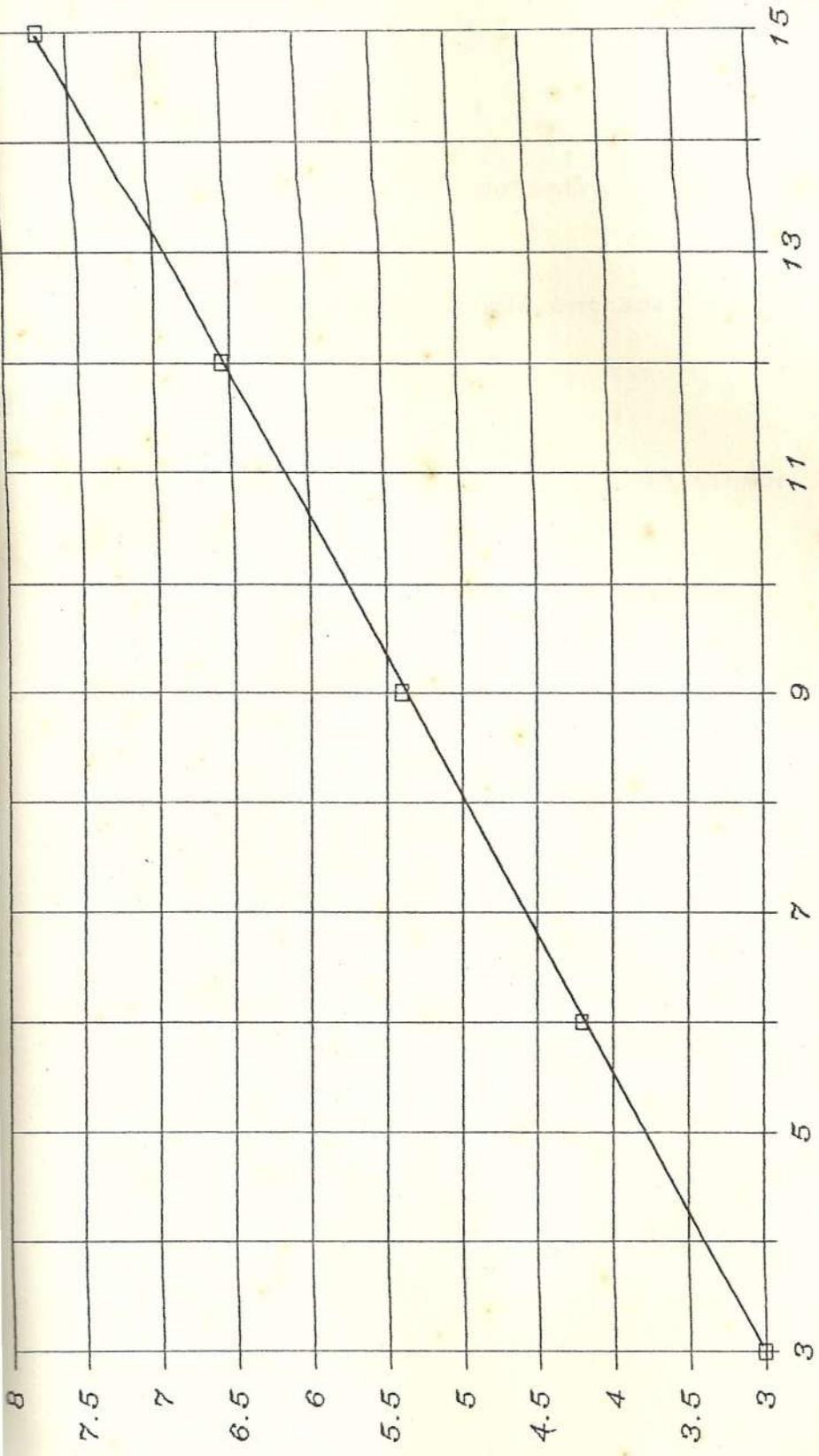
z = Variación de la señal de salida del controlador TC-1 [lb/pulg<sup>2</sup>].

Se hicieron pruebas desconectando la cámara integral para obtener el valor de la ganancia, es decir se hizo funcionar el controlador como si fuera proporcional solamente.

Graficando estos datos, Fig 4.4, se obtiene la ganancia G del controlador TC-1 que por definición es la pendiente de la curva.

$$G = 0.3913$$

El tiempo integral fue tomado aplicando una señal escalon de 3lb/pulg<sup>2</sup> usando una ganancia igual a la



SALIDA [lb/pulg2]

ENTRADA [lb/pulg2]  
□ FIGURA 4.4



unidad.

$T_i = 403$  segundos cuando entrada varia de 12 a 15  
lb/pulg<sup>2</sup>

$T_i = 544$  segundos cuando entrada varia de 6 a 3  
lb/pulg<sup>2</sup>

De lo que promediando obtenemos un tiempo integral:

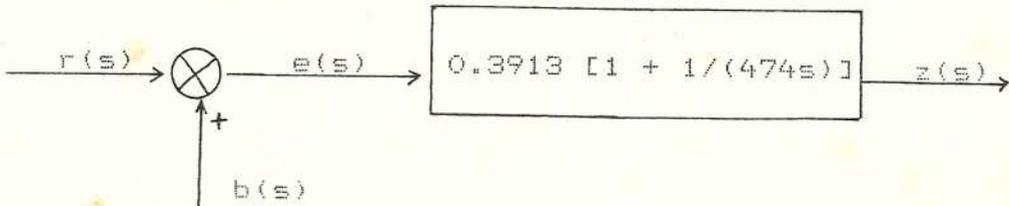
$$T_i = \frac{403 + 544}{2} = 473.5 \approx 474 \text{ segundos}$$

$$Z = 0.3913 \quad e_{(t)} \left( 1 + \frac{1}{474} \int e_{(t)} dt \right)$$

Aplicando la transformada de Laplace:

$$\frac{Z}{e} = 0.3913 \left( 1 + \frac{1}{474 s} \right)$$

$$e_{(s)} = b_{(s)} - r_{(s)}$$



CONTROLADORES TC-3.

Este controlador es de acción totalizadora y su  
función de transferencia es:

$$y = K (d - u) + z$$

$z$  = Variacion de la senal de salida del controlador TC-1

$d$  = Variacion de la senal de salida del transmisor TIX-102 con respecto a su punto de ajuste de 9 lb/pulg<sup>2</sup> el resorte S1 de este controlador igual a 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

$K$  = Ganancia del controlador TC-3

$y$  = Variacion de la senal de salida de TC-3

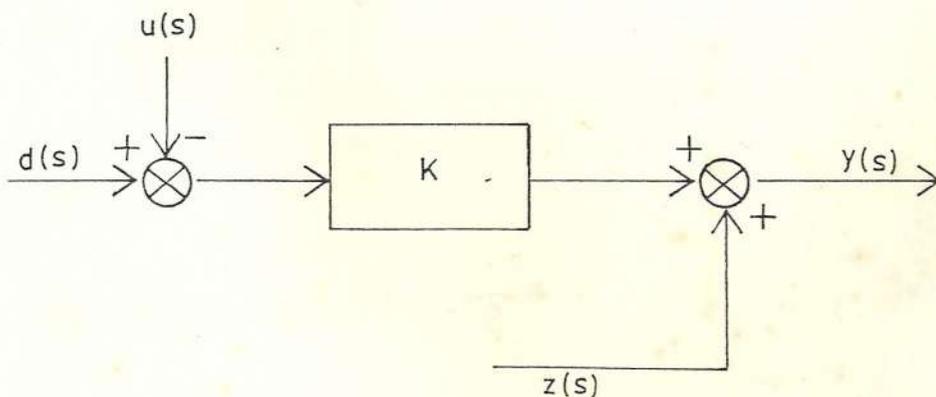
$u$  = Variacion del punto de ajuste del controlador TC-3 con respecto a su referencia de 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

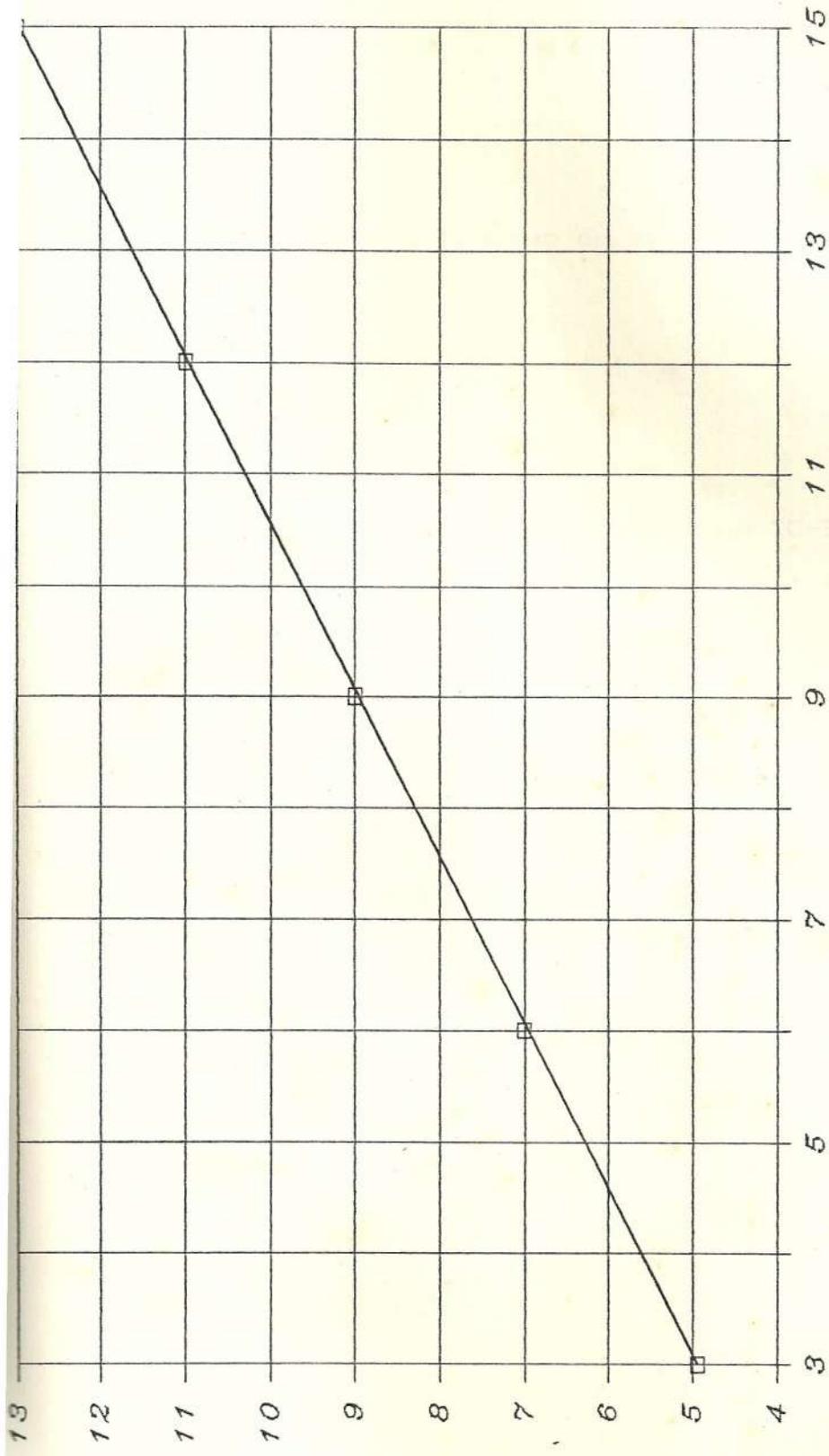
Graficando los datos obtenidos en la figura 4.5, se obtiene que para el controlador TC-3 la ganancia es:

$$K = 0.67$$

Expresando en terminos de la transformada de Laplace:

$$y(s) = K [d(s) - u(s)] + z(s)$$





SALIDA [lb/pulg2]

ENTRADA [lb/pulg2]  
□ FIGURA 4.5

## CONTROLADOR TC-4.

Este controlador es tambien de accion totalizadora.

$$p = L (j - v) + y$$

donde:

$L$  = Ganancia del controlador TC-4

$y$  = Variacion de la senal de salida de TC-3

$j$  = Variacion de la senal de salida del transmisor FX-102 con respecto a su referencia de 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

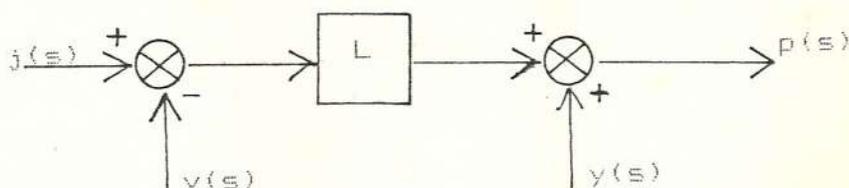
$p$  = Variacion de la senal de salida de TC-4

$v$  = Variacion del punto de ajuste del controlador TC-4 con respecto a su referencia de 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

De la figura 4.6, se obtiene:

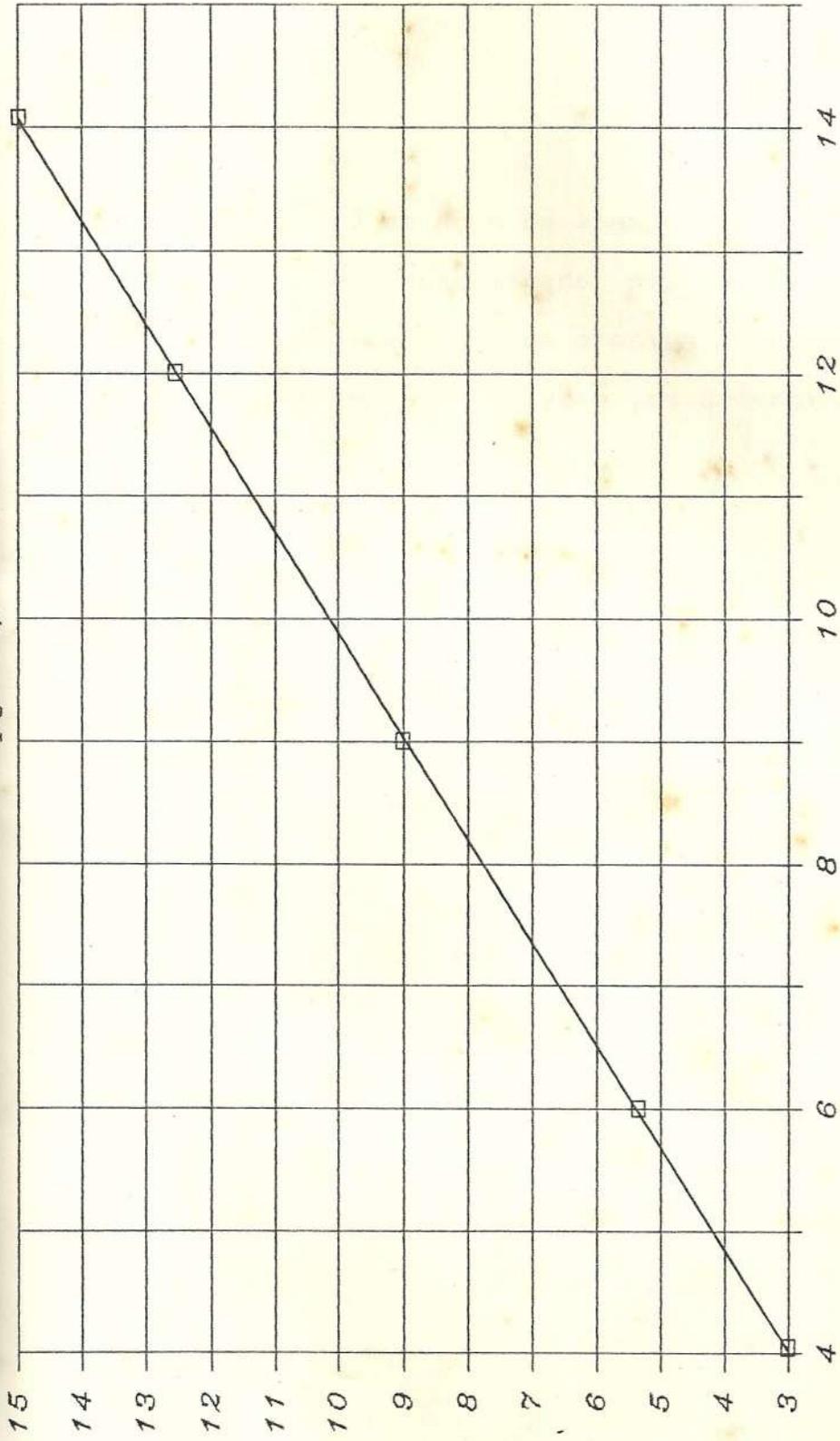
$$p(s) = L [ j(s) - v(s) ] + y(s)$$

$$L = 1.2$$



TOTALIZADOR

TC - 4



SALIDA [lb/pulg2]

ENTRADA [lb/pulg2]  
□ FIGURA 4.6

## 4.3 VALVULA DE CONTROL,

El flujo masico de agua de atemperacion a traves de la valvula es determinado por la apertura de la valvula y la diferencia de presion a traves de esta. La abertura de la valvula es determinada por la posicion del vastago .

La posicion del vastago es expresado como un porcentaje del movimiento total del vastago requerido para operar la valvula, desde la posicion completamente cerrada (0% a 3 lb/pulg<sup>2</sup>) a completamente abierta (100% a 15 lb/pulg<sup>2</sup>).

Siendo :

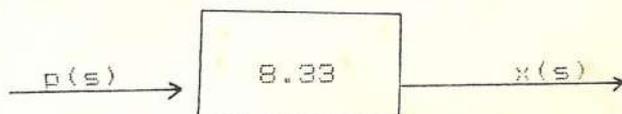
$p$  = Cambio de la presion de entrada a la valvula (lb/pulg<sup>2</sup>) con respecto al punto de consigna de 9 lb/pulg<sup>2</sup>.

$x$  = Posicion porcentual de la apertura de la valvula

$$\frac{x}{p} = 8.33$$

$$K = \frac{\Delta x}{\Delta p} = \frac{100 - 0}{15 - 3} = 8.33$$

$$x(s) = 8.33 p(s)$$



La ganancia de la valvula esta expresada como el cambio en el flujo masico de agua de alimentacion por el cambio porcentual en la posicion de la valvula.

Sin embargo esta es la ganancia para un valor particular de la caida de presion a traves de la valvula.

Durante las pruebas, se variaron las caidas de presion a traves de la valvula y por consiguiente la ganancia de la valvula tambien cambio.

Por consiguiente no vamos a calcular un valor particular para la ganancia de la valvula, sino que la expresaremos como el parametro Kv.

Un punto importante es que en la region de operacion de la valvula de control, el cambio de flujo masico a traves de la valvula esta relacionada linealmente al cambio porcentual de la posicion de la valvula.

$$\Delta W_r = K_v \cdot \Delta X$$

donde:

$W_f$  = Cambio en el flujo masico de agua de

atemperacion con respecto al punto de operacion a una carga determinada.

$\Delta x$  = Cambio de la posicion porcentual de apertura de la valvula con respecto a la posicion de operacion a una carga determinada.

La figura 4.7 es una representacion grafica del flujo masico a diferentes cargas de operacion vs. la posicion porcentual a dichas cargas.

Asi:  $aX^m = W_f$

Usando el teorema de los minimos cuadrados hallamos la siguiente ecuacion:

$$a = 12.8614$$

$$m = 1.5597$$

$$W_f = 12.8614 * X^{1.5597}$$

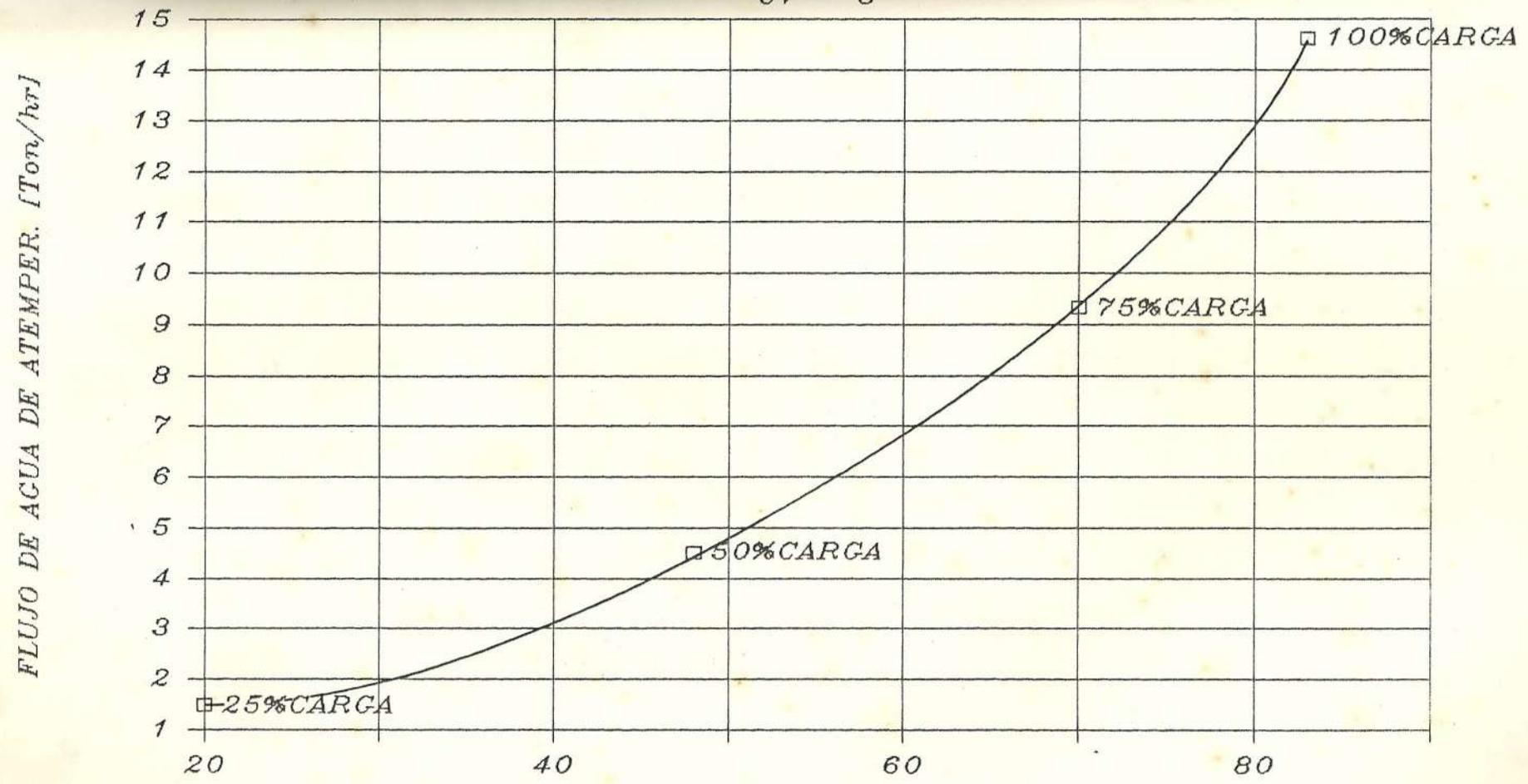
$$K_v = \frac{\Delta W_f}{\Delta x} = \frac{dW_f}{dx} \Big|_0 = 12.8614 * 1.5597 X_0^{0.5597}$$

$$K_v = 20.06 X_0^{0.5597}$$

El subindice cero significa que la derivada va a ser evaluada en la condicion de referencia o punto de operacion.

# CARACTERISTICAS VALVULA DE CONTROL

CV - 3



POSICION DEL VASTAGO [%]

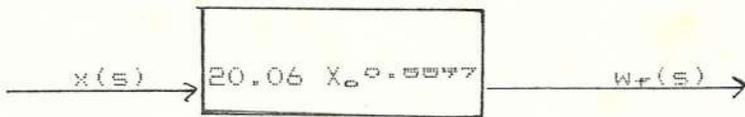
□ FIGURA 4.7

Siendo  $W_f = K_v \times x$  tenemos:

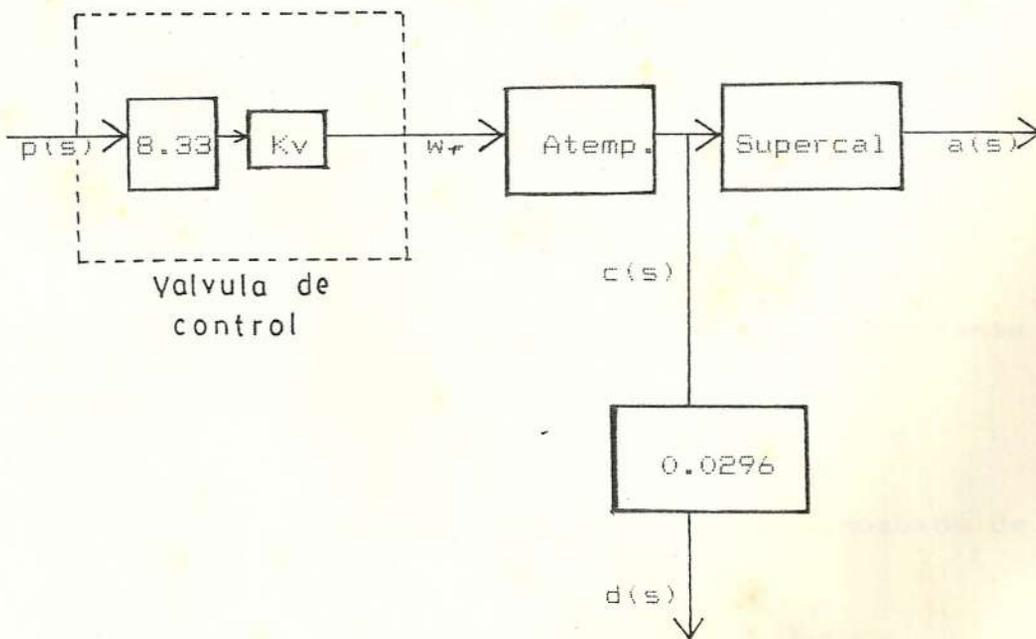
$$W_f(s) = K_v x(s)$$

$K_v = 20.06 * X_o^{0.5577}$  que sera evaluada a una posicion de referencia u operacion determinada de acuerdo a la carga.

$$W_f(s) = 20.06 X_o^{0.5577} X(s)$$



Combinando los bloques se obtiene:



#### 4.4. MODELO COMPLETO DEL SISTEMA DE CONTROL.

Para tener el modelo completo del sistema de control tenemos que hallar el modelo del atemperador y el del supercalentador secundario. Para ello nos valemos del metodo de la respuesta a la frecuencia y del diagram de Bode.

#### METODO DE LA RESPUESTA A LA FRECUENCIA.

Este metodo establece que un sistema estable lineal invariante en el tiempo sometido a una entrada sinusoidal, llegado al estado de regimen permanente presenta una salida sinusoidal de la misma frecuencia que la entrada, pero en general la amplitud y la fase de la salida son diferentes a la de la entrada. De hecho, la amplitud de la salida esta dada por el producto de la entrada y  $|G(j\omega)|$ , mientras el angulo de fase difiere del de la entrada en el valor  $\theta = \angle G(j\omega)$ .

Sobre esta base se obtiene el siguiente importante resultado para entradas sinusoidales:

$G(j\omega)$  = Relacion de amplitud de la senoide de salida a la senoide de entrada.

$G(j\omega)$  = Desfase de la senoide de salida con respecto a la senoide de entrada.

$$\left| \frac{Y(j\omega)}{X(j\omega)} \right| = |G(j\omega)|$$

$$\angle \frac{Y(j\omega)}{X(j\omega)} = \angle G(j\omega)$$

Por tanto, se pueden obtener las características de respuesta de un sistema ante una entrada sinusoidal directamente de:

$$\frac{Y(j\omega)}{X(j\omega)} = G(j\omega)$$

La función de transferencia sinusoidal  $G(j\omega)$ , es una magnitud compleja que puede ser representada por la amplitud y el ángulo de fase con la frecuencia como parámetro (un ángulo de fase negativo recibe el nombre de "retardo de fase" y un ángulo de fase positivo es denominado adelanto de fase). La función de transferencia sinusoidal de cualquier sistema lineal, puede ser obtenida reemplazando  $j\omega$  en lugar de  $s$  en la función de transferencia del sistema.

#### DIAGRAMA DE BODE.

Un diagrama logaritmico o diagrama de Bode consta de

dos trazados: uno es un diagrama del logaritmo del modulo de una funcion de transferencia sinusoidal; el otro es un diagrama del angulo de fase. Ambos son representados en funcion de la frecuencia en escala logaritmica.

La representacion comun de la amplitud logaritmica de  $G(j\omega)$  es  $20 \log|G(j\omega)|$ , con la base de logaritmos igual a 10. La unidad usada en esta representacion de la amplitud es el decibelio (dB).

En la representacion logaritmica se dibujan las curvas en papel semilogaritmico, utilizando la escala logaritmica para frecuencias y la escala lineal para ya sea la amplitud (dB) o el angulo de fase (grados).

Se hace notar que se puede realizar facilmente la determinacion experimental de una funcion de transferencia, si se representan los datos de respuesta a la frecuencia en un diagrama logaritmico. Ademas es un metodo simple para trazar una curva aproximada del logaritmo de la amplitud, basado en la aproximacion asintotica.

FUNCION DE TRANSFERENCIA VALVULA-ATEMPERADOR Y

## SUPERCALENTADOR.

Haciendo las conexiones necesarias, mostradas en la figura 4.8, se hizo variar la valvula con una senal sinusoidal  $p(s)$  con una frecuencia y magnitud determinada y se obtuvieron dos salidas una de las cuales,  $c(s)$ , era enviada por la termocupla TE-102 y la otra,  $a(s)$ , por la termocupla TE-101. Los resultados obtenidos se encuentran indicados en la figura 4.9.

Sea:

$\frac{C(s)}{P(s)}$  = Funcion de transferencia valvula-aterperador

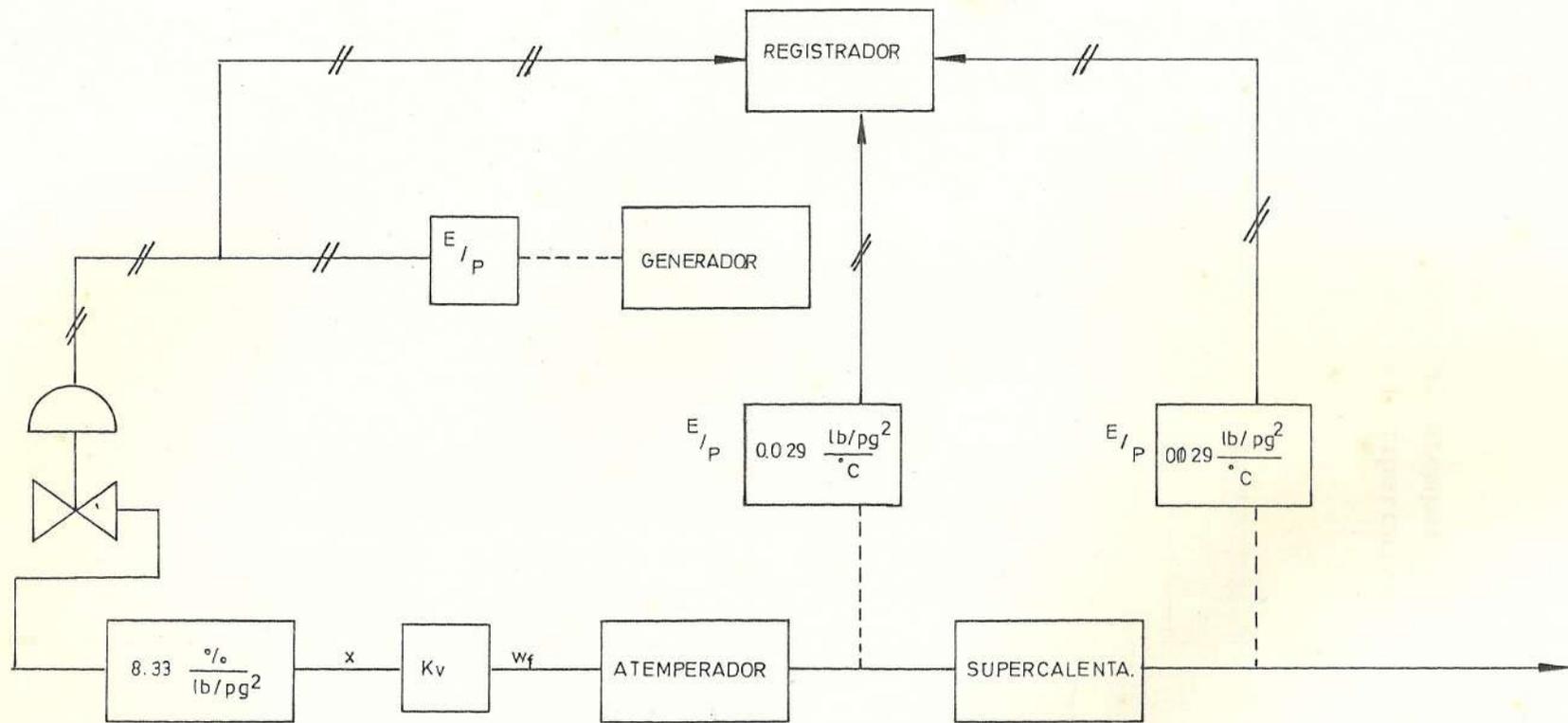
$\frac{a(s)}{C(s)}$  = Funcion de transferencia del supercalentador

Graficando los datos obtenidos de la tabla 4.1 en las las figuras 4.10, 4.11, 4.12, 4.13 y haciendo las aproximaciones necesarias, se obtiene las funciones de transferencia antes mencionadas.

Asi:

$$\frac{d(s)}{p(s)} = \frac{-0.1318 [(1/0.0022) s + 1] e^{-7.175}}{[(1/0.0053) s + 1][(1/0.006) s + 1]} \quad (4.1)$$

$$\frac{A(s)}{C(s)} = \frac{0.002[(1/0.0105)s+1][1-(1/0.018)s]e_{-90.56s}}{s[(s/0.011)^2+(2*0.25/0.011)s+1]} \quad (4.2)$$



CONECCIONES REALIZADAS

FIGURA 4.8

## A) PRUEBA MARZO 8

Verde : Señal

Azul : Salida del atemperador

Rojo : Salida del supercalentador

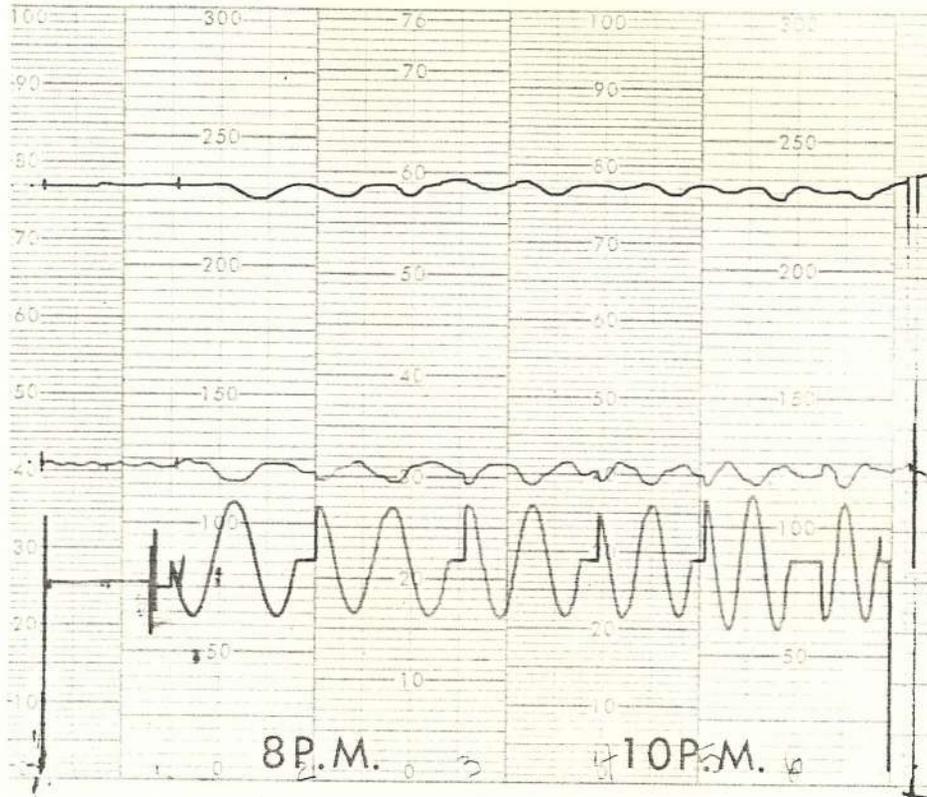


FIGURA 4.9 RESPUESTA EXPERIMENTAL DEL PROCESO ANTE UNA EXCITACION SINUSOIDAL

B) PRUEBA MARZO 14

Verde : Señal

Azul : Salida del atemperador

Rojo : Salida del supercalentador

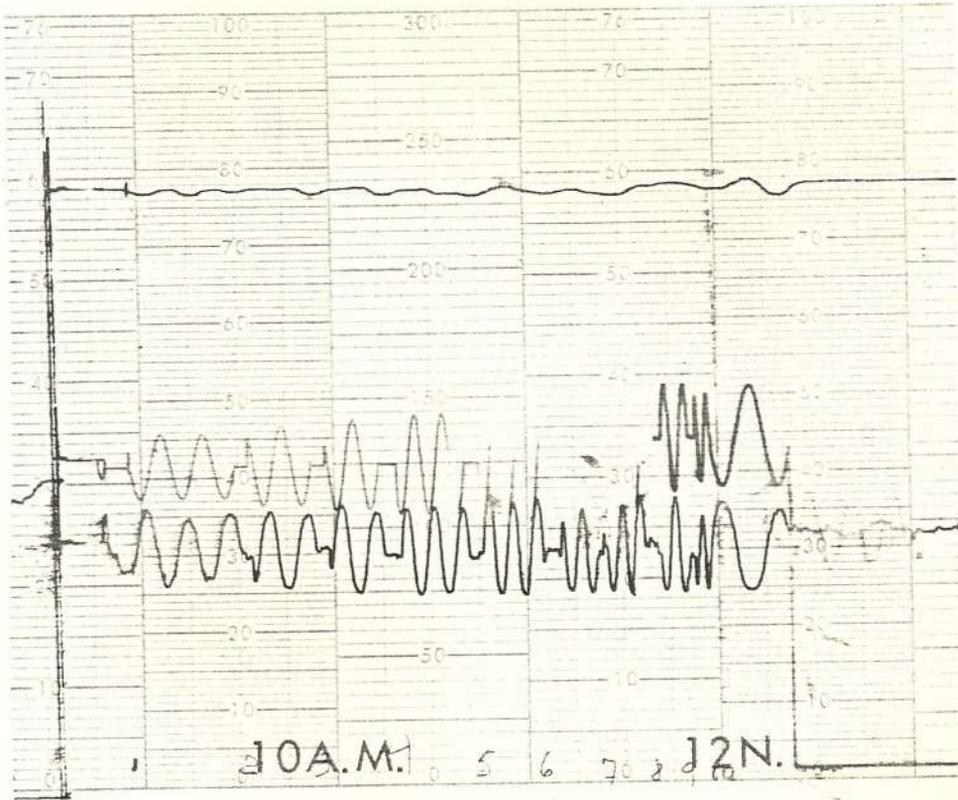


FIGURA 4.9 RESPUESTA EXPERIMENTAL DEL PROCESO ANTE UNA EXCITACION SINUSOIDAL

TABLA 4.1.a.

## DATOS

FECHA Y NUMERO DE PRUEBA	FREC. inst. [rad/sec]	FREC. inst. [Hz.]	Senal [mm.]	Atemp. [mm.]	Vapor [mm.]	b. R/S [mm.]	c. V/A [mm]	Veloc. papel [mm./sec]	L. sen. [mm]
MAR 8#1	0.00380	0.000605	14.8	2.6	1.7	-0.3	-3.2	0.0070	11.60
MAR 8#2	0.00400	0.000637	14	2.55	1.6	-0.4	-3.4	0.0070	11.02
MAR 8#3	0.00480	0.000764	15.2	2.8	1.65	-0.4	-3	0.0070	9.19
MAR 8#4	0.00600	0.000955	15.5	2.8	1.45	-0.5	-2.6	0.0070	7.35
MAR 8#5	0.00630	0.001003	16.5	2.9	1.5	-0.6	-2.7	0.0070	7.00
MAR 8#6	0.00820	0.001305	16.2	2.7	1.5	-0.6	-2.3	0.0070	5.38
MARZO 14#2	0.00850	0.001353	9.2	1.41	0.85	-0.6	-2.5	0.0070	5.19
MARZO 14#3	0.00970	0.001544	11	1.55	1	-0.6	-2.6	0.0070	4.55
MARZO 14#4	0.01300	0.002069	12	1.41	0.5	-0.6	-2.4	0.0070	3.39
MARZO 14#5	0.01400	0.002228	15	1.69	0.53	-0.5	-2.5	0.0070	3.15
MARZO 14#6	0.01600	0.002546		1.27	0.3	-0.5	-2.3	0.0070	2.76
MARZO 14#7	0.01800	0.002865		1.69	0.3	-0.5	-2.1	0.0070	2.45
MARZO 14#9	0.02100	0.003342	11.4	1.41	0.15	-0.5	-2	0.0070	2.10

TABLA 4.1.b.

## RESULTADOS

Frec. [RAD/SEC]	LOGARIT. de la FRECUEN GRAFICA	Atem/sen [db.]	Vap/ate [db.]	ANGULO Vap/atem [grad.]	ANGULO AT/SEN [grad]
0.00380	-2.42	-15.11	-3.69	-99.28	-9.31
0.00400	-2.40	-14.79	-4.05	-111.03	-13.06
0.00480	-2.32	-14.69	-4.59	-117.56	-15.68
0.00600	-2.22	-14.86	-5.72	-127.36	-24.49
0.00630	-2.20	-15.10	-5.73	-138.87	-30.86
0.00820	-2.09	-15.56	-5.11	-153.98	-40.17
0.00850	-2.07	-16.28	-4.41	-173.49	-41.64
0.00970	-2.01	-17.00	-3.83	-205.90	-47.52
0.01300	-1.89	-18.58	-9.02	-254.72	-63.68
0.01400	-1.85	-18.94	-10.10	-285.74	-57.15
0.01600	-1.80		-12.54	-300.44	-65.31
0.01800	-1.74		-15.04	-315.95	-73.48
0.02100	-1.68	-18.14	-19.48	-342.89	-85.72

De la ecuacion 4.1 se desprende que:

$$8.33 K_v K_{at} = 0.1318 \text{ para una carga de 25\%}$$

Siendo

$$k_v = 20.06 X_0^{0.5597}$$

Y sabiendo que para una carga del 25%, la posicion del vastago  $X_0$  es igual al 20%, calculamos  $K_v$ ,

$$K_v = 107.28 \frac{\text{kg/hr}}{\%}$$

$$K_{at} = \frac{0.1318}{107.28 * 8.33 * 0.0296} = 4.98 * 10^{-3}$$

$$\frac{C_{(s)}}{Wf_{(s)}} = \frac{-4.98 * 10^{-3} [1 + 454.55s] e^{-7.17s}}{[1 + 188.68s] [1 + 166.67s]} \quad (4.4)$$

El signo menos se debe a que cuando se incrementa el flujo  $wf$  la temperatura a la salida del atemperador disminuye.

Simplificando la ecuacion (4.2) tenemos:

$$\frac{a_{(s)}}{c_{(s)}} = \frac{0.002 [1 + 95.245s] [1 - 55.56s] e^{-22.26s}}{s[8264.46s^2 + 45.45s + 1]}$$

El sistema de control automatico se encuentra representado en la fig. 4.14

Reemplazando en los bloques correspondientes las funciones de transferencia encontradas, se obtiene el diagrama de la figura 4.15 .

Haciendo las siguientes sustituciones:

$$G_i = 0.3913 \left( 1 + \frac{1}{T_i s} \right)$$

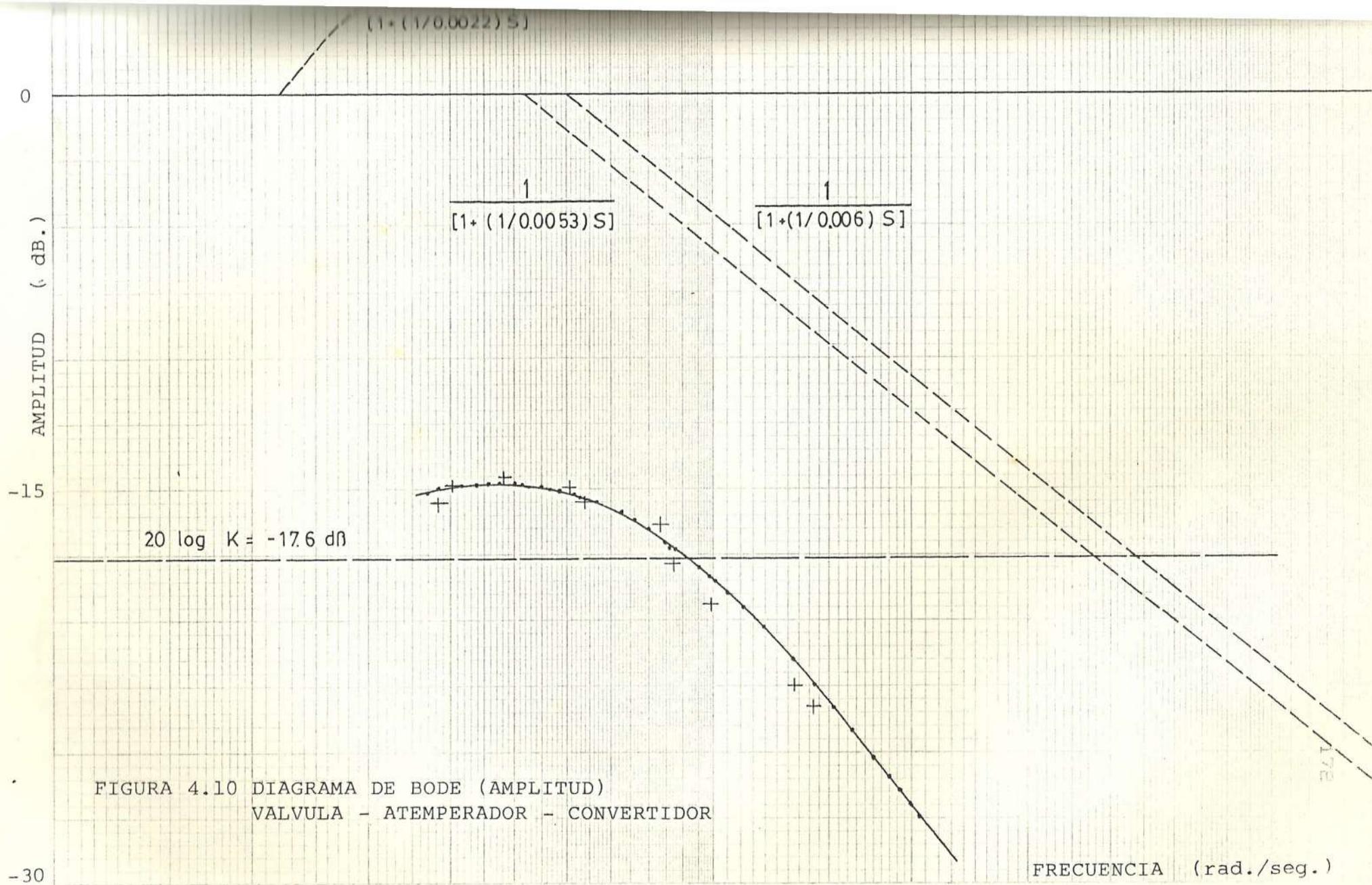


FIGURA 4.10 DIAGRAMA DE BODE (AMPLITUD)  
 VALVULA - ATEMPERADOR - CONVERTIDOR

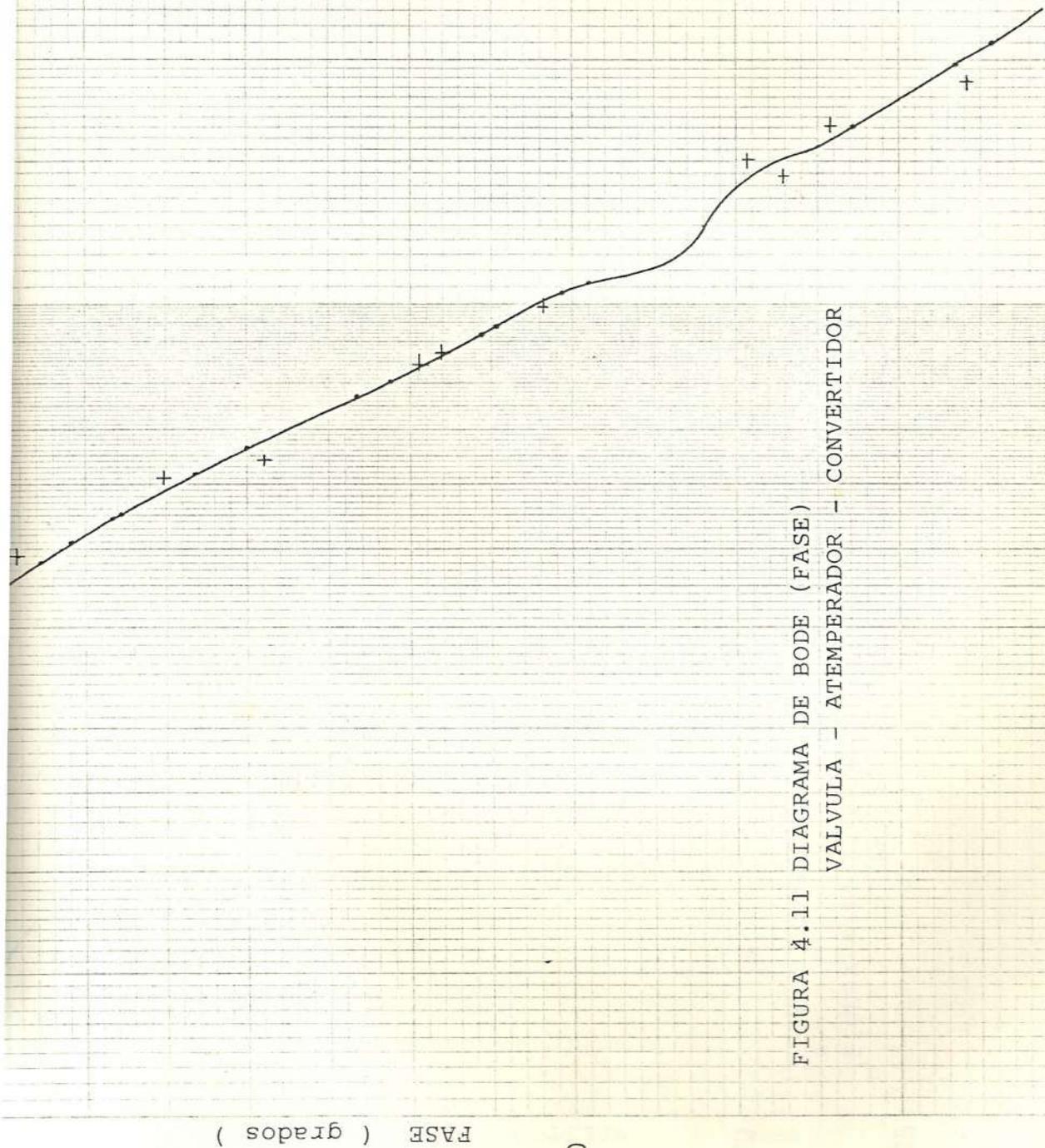
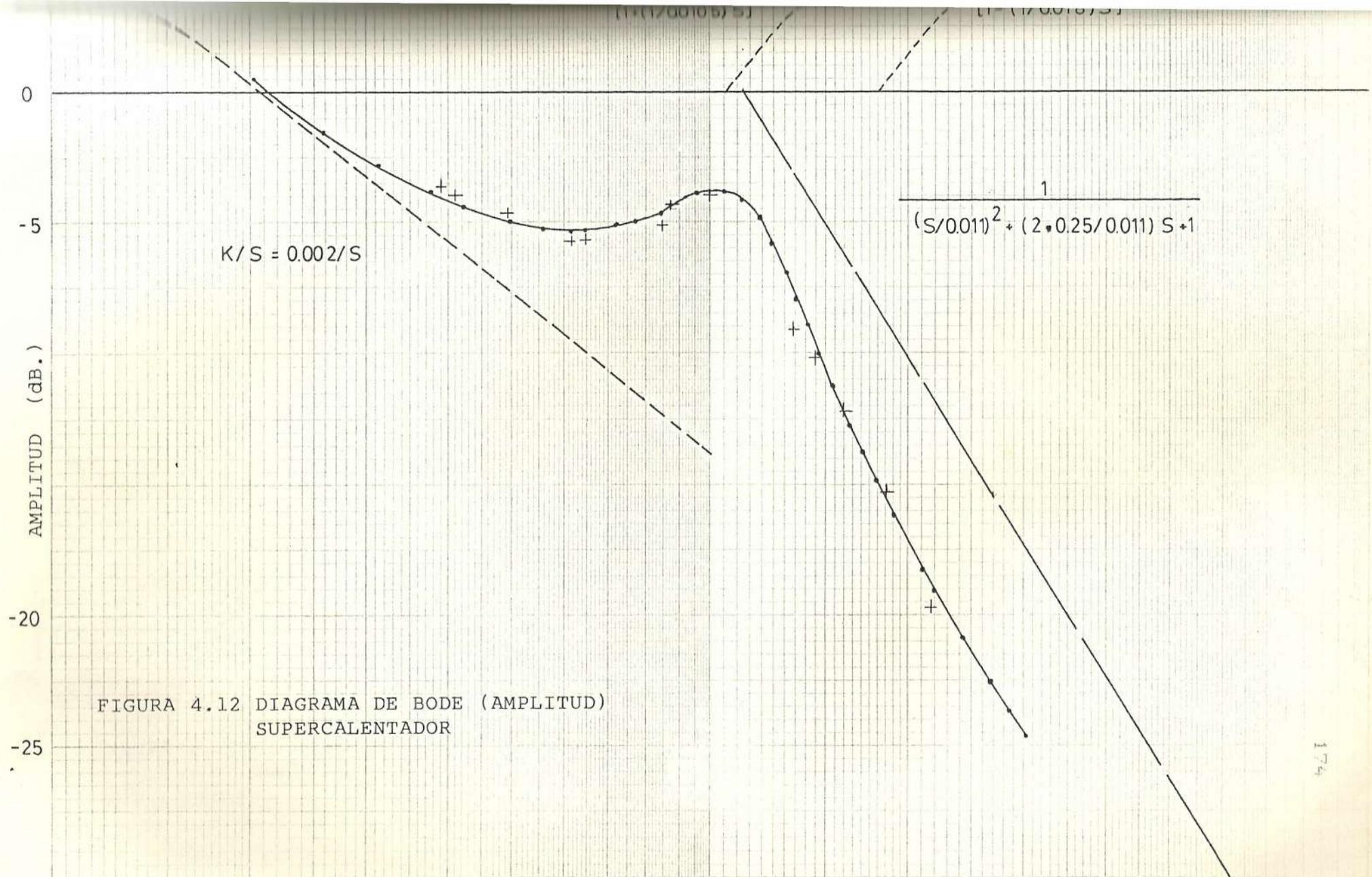


FIGURA 4.11 DIAGRAMA DE BODE (FASE)  
VALVULA - ATEMPERADOR - CONVERTIDOR

FASE ( grados )



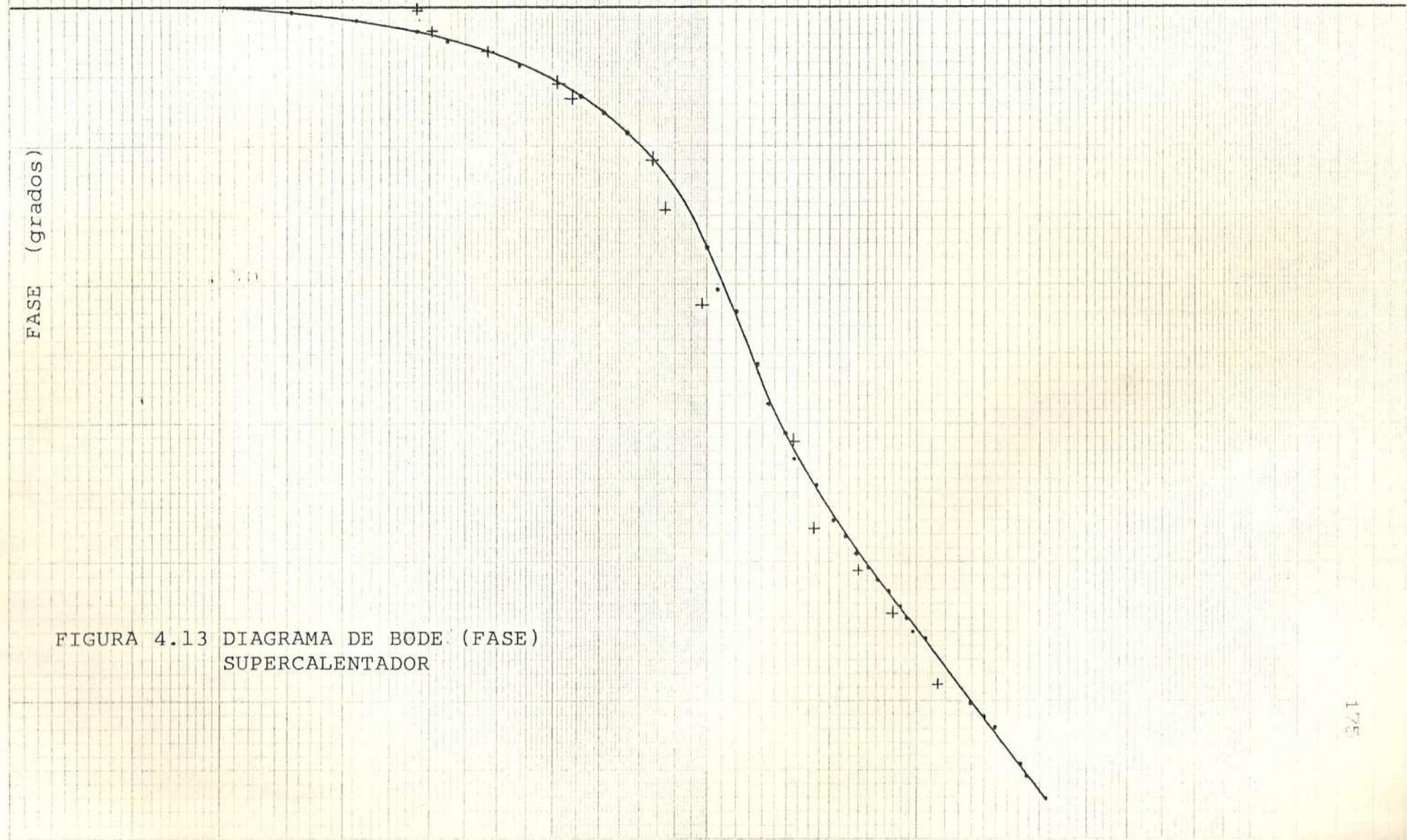
-100

-200

-300

FASE (grados)

FIGURA 4.13 DIAGRAMA DE BODE (FASE)  
SUPERCALENTADOR



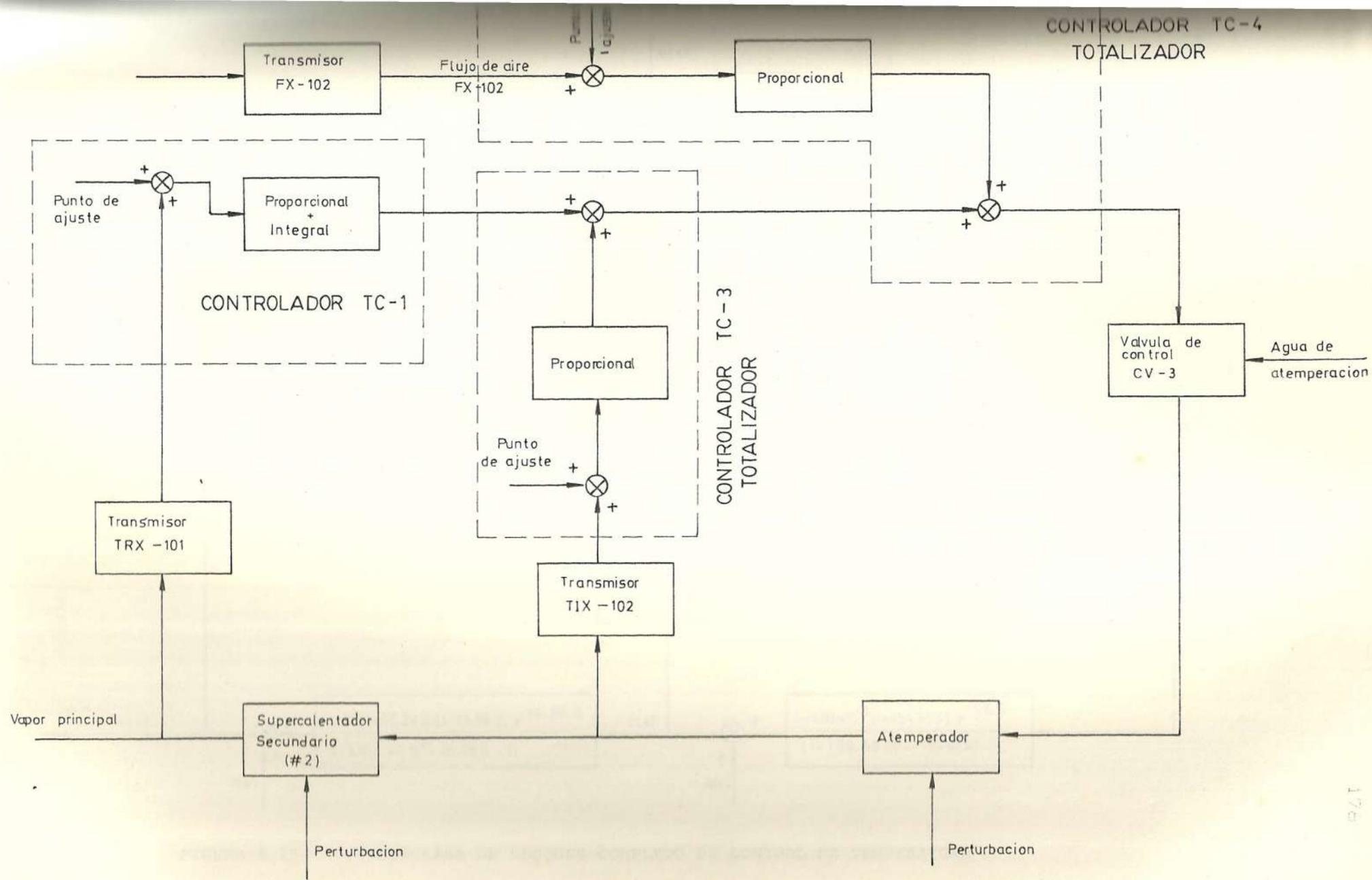


FIGURA 4.14

DIAGRAMA DE BLOQUES COMPLETO DEL SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURAS

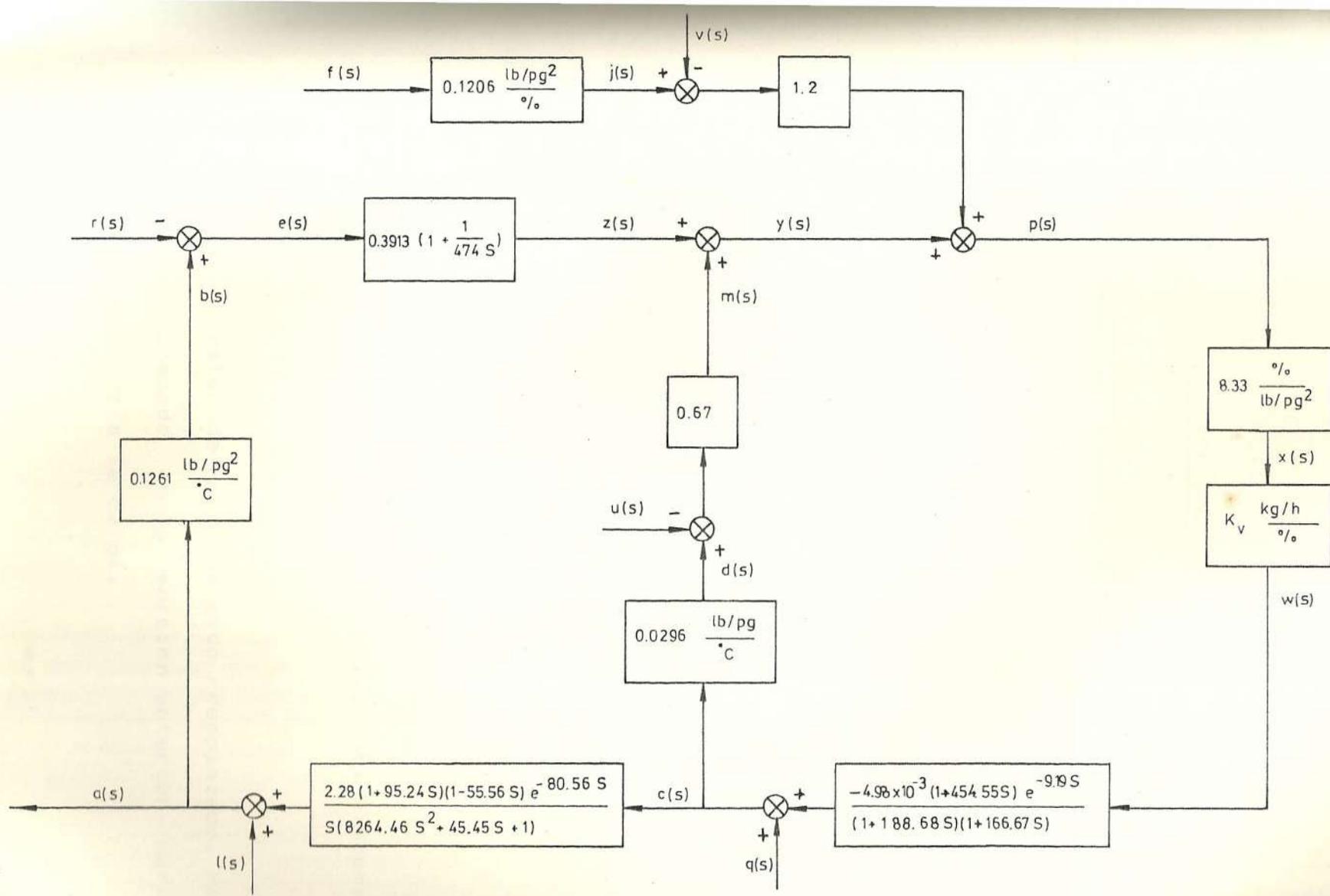


FIGURA 4.15

DIAGRAMA DE BLOQUES COMPLETO DE CONTROL DE TEMPERATURA

$$G_2 = 0.1206$$

$$G_3 = 8.33$$

$$G_4 = 1.2$$

$$G_5 = \frac{4.98 \cdot 10^{-3} (1 + 454.55s) e^{-7.17s}}{(1 + 188.68s) (1 + 166.67s)}$$

$$G_6 = \frac{2.2827 (1 + 95.24s) (1 - 55.56s) e^{-20.56s}}{s (8264.46s^2 + 45.45s + 1)}$$

$$H_1 = 0.1261$$

$$H_2 = 0.0296$$

$$H_3 = 0.67$$

$$T_1 = 474 \text{ Sec.}$$

Y teniendo en cuenta las posibles perturbaciones  $q(s)$ ,  $l(s)$ ,  $r(s)$ ,  $u(s)$  y  $v(s)$  donde:

$q(s)$  = Perturbacion al proceso despues del atemperador

$l(s)$  = Perturbacion al proceso despues del supercalentador

$r(s)$  = Variacion al punto de ajuste de TC-1

$u(s)$  = Variacion al punto de ajuste de TC-3

$v(s)$  = Variacion al punto de ajuste de TC-4

Hallamos el diagrama de bloques completo del sistema (Figura 4.16).

Notese que el valor de  $K_v$  no ha sido reemplazado, ya que por lo expresado en la seccion anterior, sera evaluada de acuerdo a la carga.

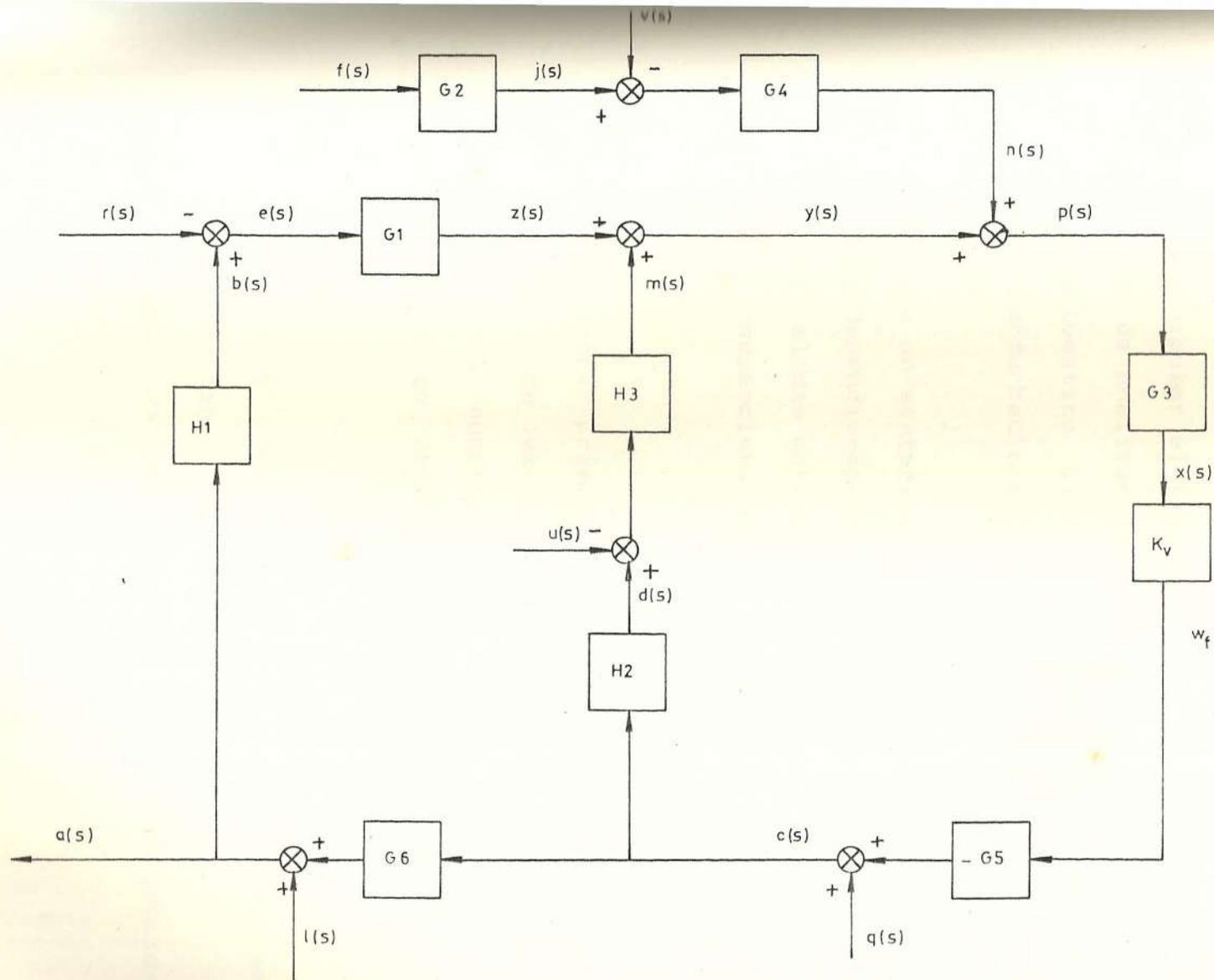


FIGURA 4.16

DIAGRAMA DE BLOQUES ESQUEMATIZADO DEL CONTROL DE TEMPERATURA

#### 4.5. OBTENCION DE LAS CURVAS DE COMPORTAMIENTO

Una vez obtenida la funcion de transferencia de cada uno de los elementos del control y del proceso, podemos manipular el diagrama de bloques resultante con el fin de analizar la estabilidad del sistema de control automatico y, la respuesta del mismo ante diversas perturbaciones.

Siendo este un sistema lineal cada entrada puede ser tratada independientemente de la otra; y se pueden sumar las salidas correspondientes a cada una de las entradas independientemente para obtener la salida total.

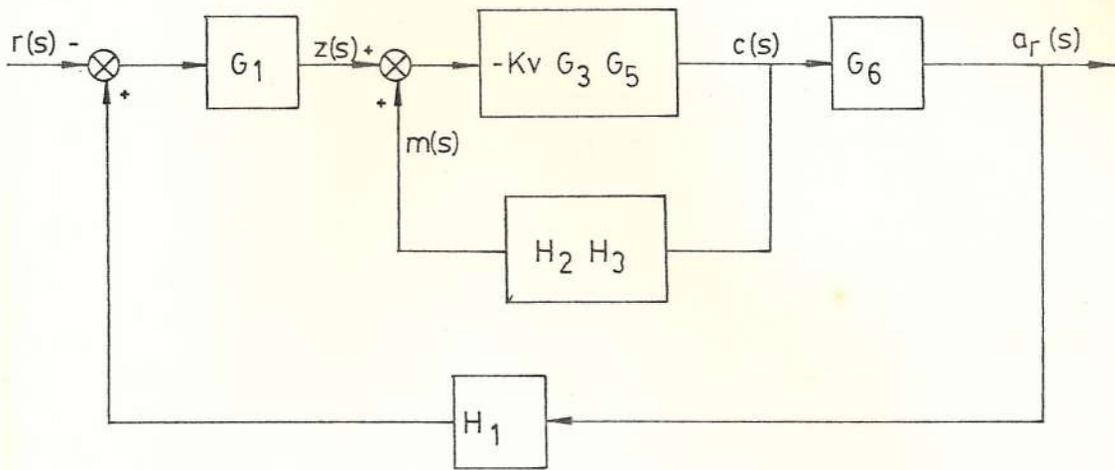
Por lo tanto, primero encontramos la funcion de transferencia de lazo cerrado para cada una de las perturbaciones suponiendo que el sistema esta en reposo y luego encontramos la salida total del sistema .

Sea  $a_r(s)/r(s)$  representado en los diagramas de bloques de la figura 4.17.

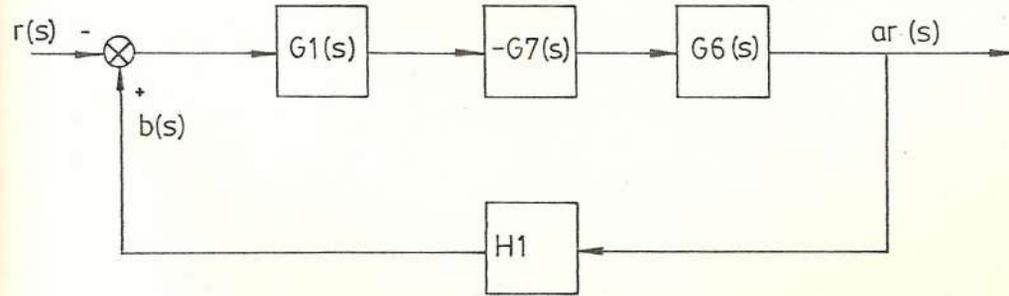
Siendo:  $a_r(s)$  = Variacion en la temperatura producida por una variacion en el valor de ajuste

$$a_r(s) = a(s)$$

$$f(s) = u(s) = v(s) = l(s) = q(s) = 0$$



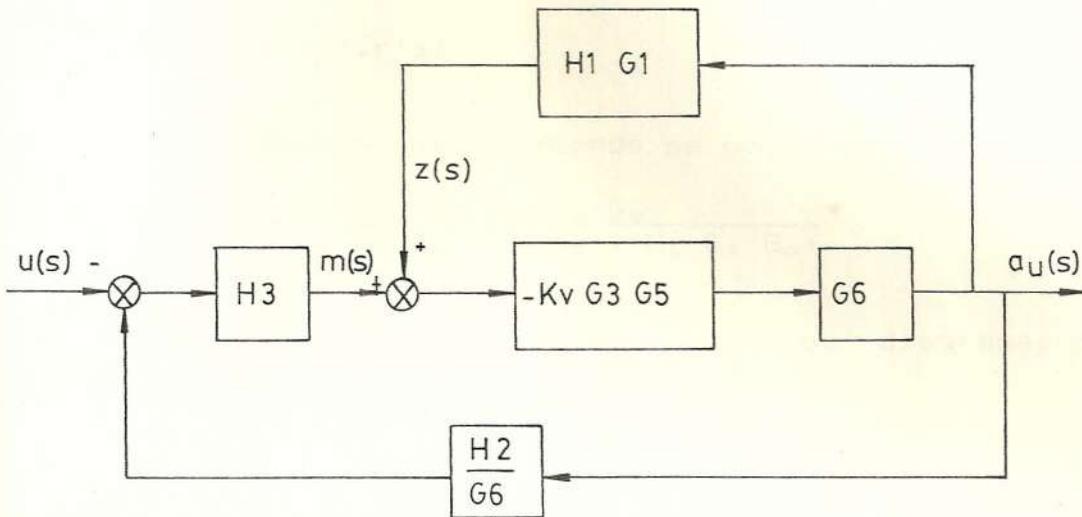
a) COMPLETO



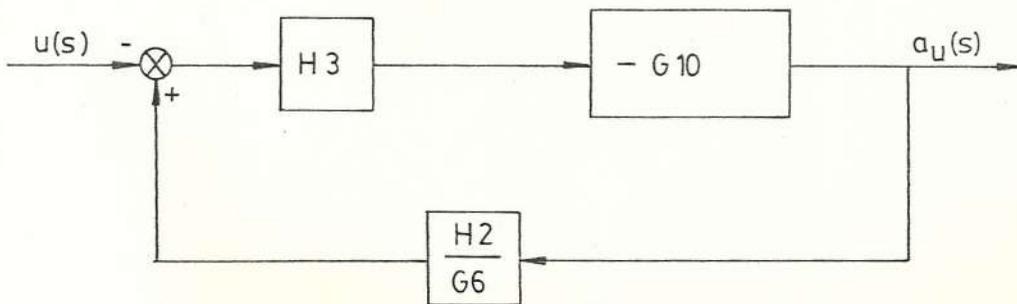
b) SIMPLIFICADO

FIGURA 4.17

DIAGRAMA DE BLOQUE ANTE UNA PERTURBACION DEL PUNTO DE AJUSTE



a) COMPLETO



b) SIMPLIFICADO

FIGURA 4.18

DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURBACION EN EL PUNTO DE AJUSTE  
DEL TOTALIZADOR TC3

$$G_7 = \frac{K_v \cdot G_3 \cdot G_5}{1 + K_v \cdot G_3 \cdot G_5 \cdot H_2 \cdot H_3}$$

$$\frac{a_r(s)}{r(s)} = \frac{-G_1 \cdot G_6 \cdot G_7}{-H_1 \cdot G_1 \cdot G_6 \cdot G_7 - 1} = \frac{G_1 \cdot G_6 \cdot G_7}{1 + H_1 \cdot G_1 \cdot G_6 \cdot G_7} = G_r(s)$$

$$a_r(s) = G_r(s) \cdot r(s)$$

Reemplazando y simplificando se obtiene:

$$G_r(s) = \frac{G_1 \cdot G_6 \cdot K_v \cdot G_3 \cdot G_5}{1 + K_v \cdot G_3 \cdot G_5 \cdot (H_2 \cdot H_3 + H_1 \cdot G_1 \cdot G_6)}$$

Sea  $a_u(s)/u(s)$  representado en los diagramas de bloques de la figura 4.18.

Siendo:

$a_u(s)$  = Variación de temperatura producida por una variación del punto de ajuste en el controlador TC-3.

$$a_u(s) = a(s) \quad \left| \quad f(s) = v(s) = r(s) = l(s) = q(s) = 0 \right.$$

$$\frac{K_v \cdot G_3 \cdot G_5 \cdot G_6}{1 + K_v \cdot G_3 \cdot G_5 \cdot G_6 \cdot H_1 \cdot G_1} = G_{10}$$

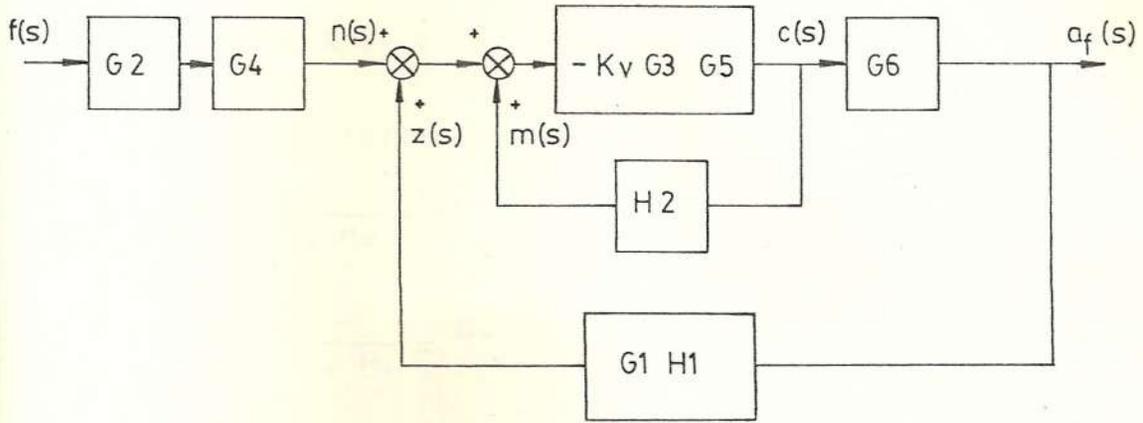
$$\frac{a_u(s)}{u(s)} = \frac{G_{10} \cdot H_3}{1 + \frac{H_3 \cdot G_{10} \cdot H_2}{G_6}} = G_u(s)$$

$$a_u(s) = G_u(s) \cdot u(s)$$

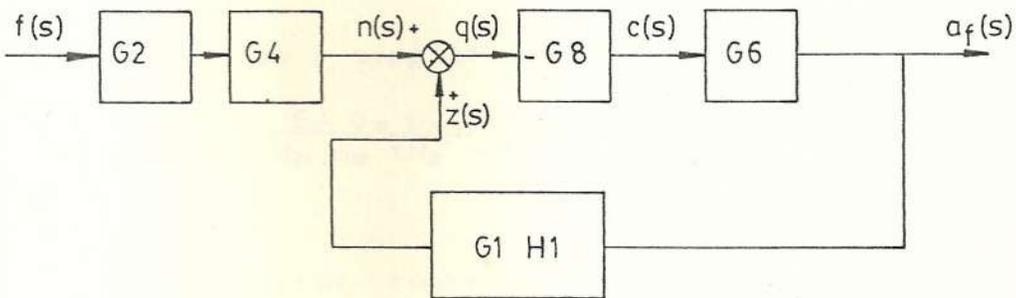
Reemplazando y simplificando

$$G_u(s) = \frac{K_v \cdot G_3 \cdot G_5 \cdot G_6 \cdot H_3}{1 + K_v \cdot G_3 \cdot G_5 \cdot (G_1 \cdot H_1 \cdot G_6 + H_2 \cdot H_3)}$$

Sea  $a_r(s)/f(s)$  representado en los diagramas de bloques de la figura 4.19.



a) COMPLETO



b) SIMPLIFICADO

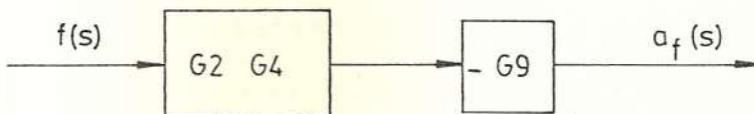


FIGURA 4.19 DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURBACION DEL FLUJO DE AIRE

Siendo:

$a_f(s)$  = Variación en la temperatura producida por una perturbación en el flujo de aire del ventilador de tiro forzado o en la carga.

$$a_f = a(s) \left| \begin{array}{l} r(s) = v(s) = u(s) = l(s) = q(s) = 0 \end{array} \right.$$

$$\frac{K_v G_3 G_5}{1 + K_v G_3 G_5 H_2} = G_6$$

$$\frac{G_6 G_6}{1 + G_6 G_6 G_1 H_1} = G_7$$

$$\frac{a_f(s)}{f(s)} = -G_2 G_4 G_7 = -G_r$$

$$a_f(s) = -G_r \cdot f(s)$$

Reemplazando y simplificando se obtiene:

$$G_r = \frac{K_v G_2 G_3 G_4 G_5 G_6}{1 + K_v G_3 G_5 (H_2 + G_1 G_6 H_1)}$$

Sea  $a_v(s)/v(s)$  representado en los diagramas de bloques de la figura 4.20.

Siendo:

$a_v(s)$  = Variación en la temperatura producida por una variación en el punto de ajuste del controlador TC-4.

$$a_v(s) = a(s) \left| \begin{array}{l} r(s) = u(s) = f(s) = l(s) = q(s) = 0 \end{array} \right.$$

$$G_v = G_4 G_9 = \frac{G_r}{G_2} = \frac{a_v(s)}{v(s)}$$

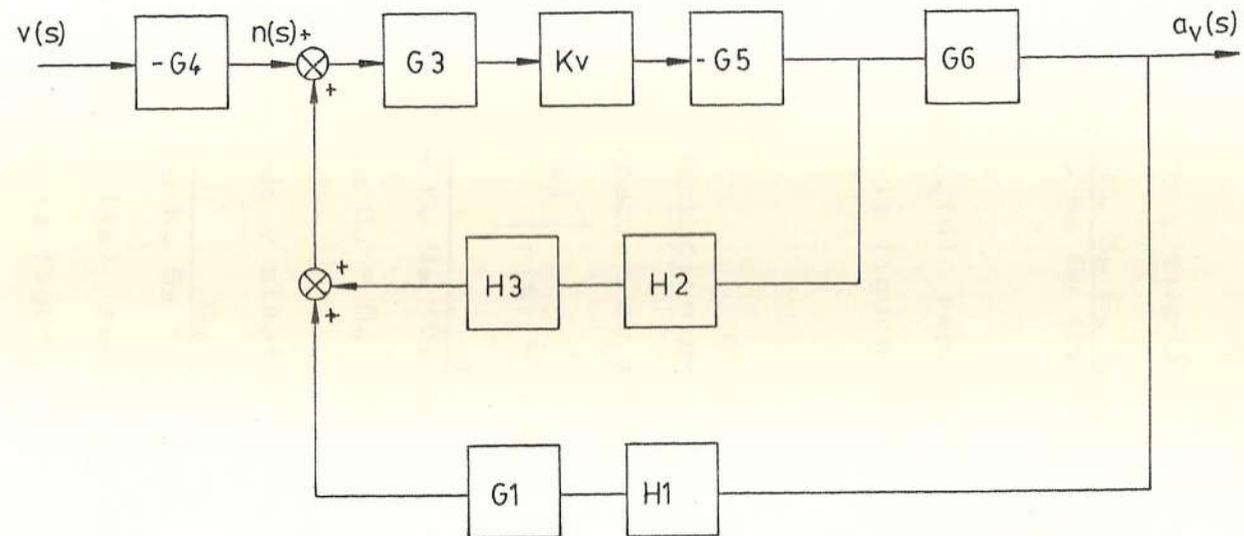


FIGURA 4.20

DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURBACION EN EL TOTALIZADOR TC4

$$a_v(s) = G_v V(s) = \frac{G_r}{G_e} V(s)$$

Reemplazando y simplificando se obtiene:

$$G_v = \frac{K_v G_3 G_4 G_5 G_6}{1 + K_v G_3 G_5 (H_2 + G_1 G_6 H_1)}$$

Sea  $a_q(s)/q(s)$  representado en los diagramas de bloques de la figura 4.21.

Siendo:

$a_q(s)$  = Variación en la temperatura producida por una perturbación en el atemperador.

$$a_q(s) = a(s) \quad \left| \quad r(s) = u(s) = v(s) = f(s) = l(s) = 0 \right.$$

$$G_{10} = \frac{1}{1 + G_5 K_v G_3 (G_1 G_6 H_1 + H_2 H_3)}$$

$$\frac{a_q(s)}{q(s)} = G_{10} G_6 = G_a$$

Reemplazando y simplificando se obtiene:

$$G_a = \frac{G_6}{1 + G_5 K_v G_3 (G_1 G_6 H_1 + H_2 H_3)}$$

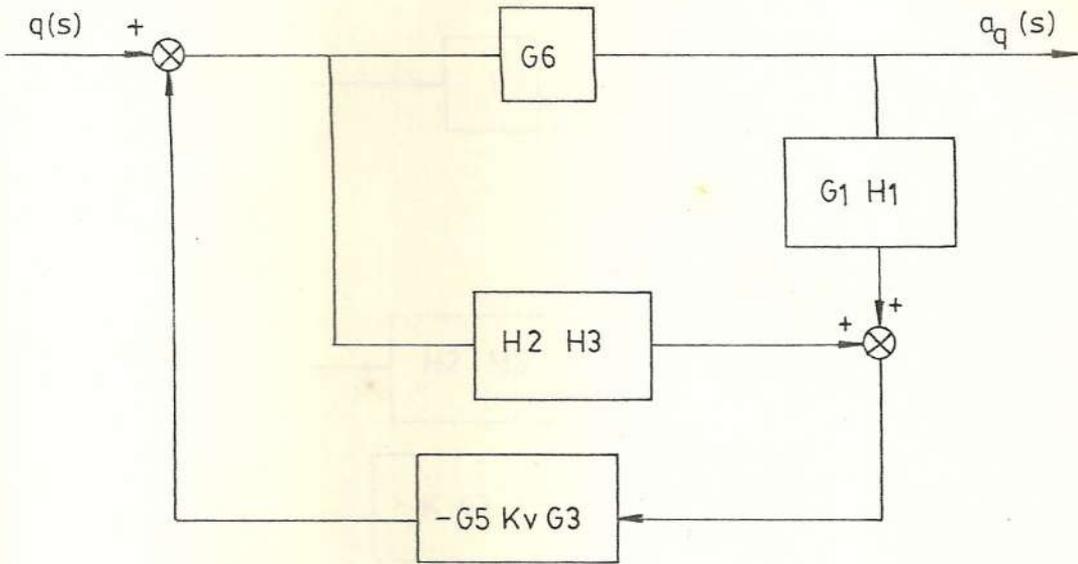
Sea  $a_1(s)/l(s)$  representando en los diagramas de bloques de la figura 4.22.

Siendo:

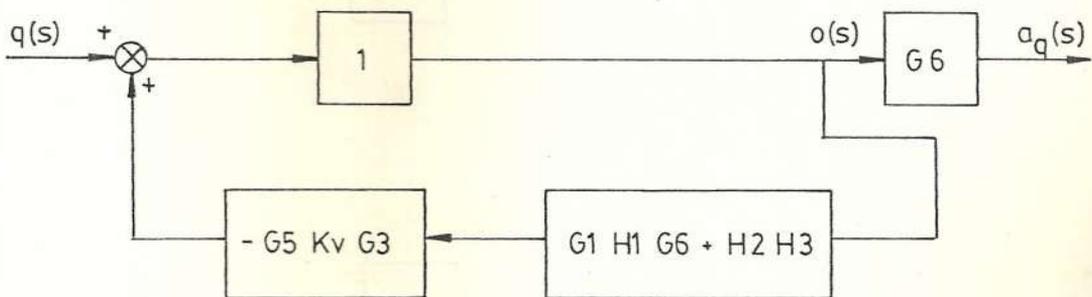
$a_1(s)$  = Variación en la temperatura producida por una perturbación en el supercalentador secundario.

$$a_1(s) = a(s) \quad \left| \quad r(s) = u(s) = v(s) = f(s) = q(s) = 0 \right.$$

$$G_{11} = \frac{K_v G_3 G_5}{1 + K_v G_3 G_5 H_2 H_3}$$



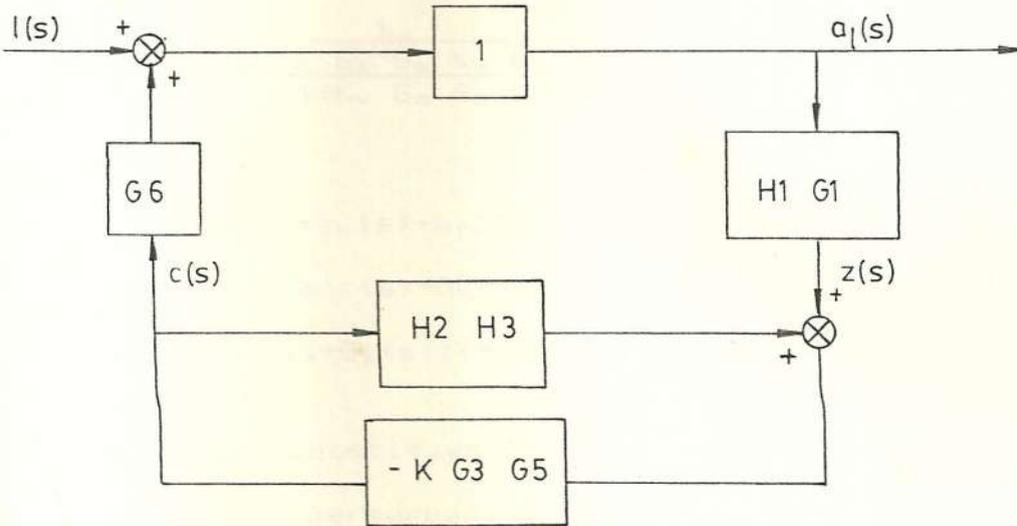
a) COMPLETO



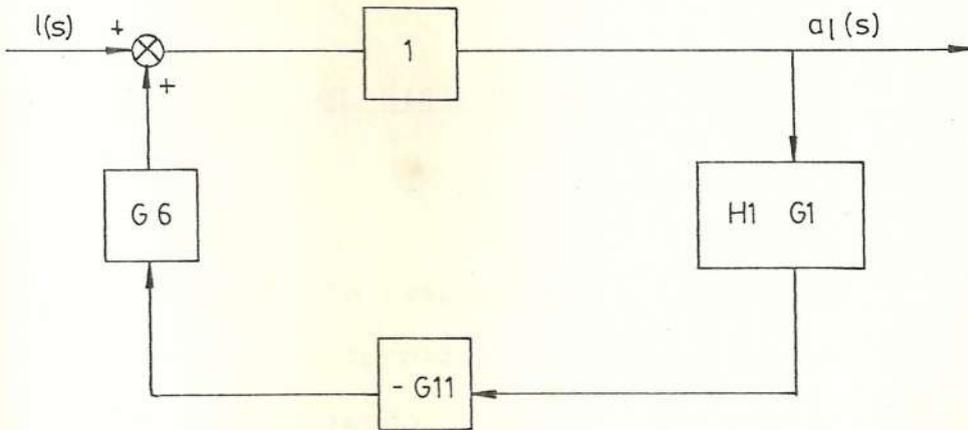
b) SIMPLIFICADO

FIGURA 4.21

DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURABACION A LA SALIDA DEL ATEMPERADOR



a) COMPLETO



b) SIMPLIFICADO

FIGURA 4.22

DIAGRAMA DE BLOQUES ANTE UNA PERTURBACION A LA SALIDA DEL SUPERCALENTADOR

$$\frac{a_1(s)}{l(s)} = \frac{1}{1 + H_1 G_1 G_2 G_{11}} = G_1$$

Reemplazando y simplificando se obtiene:

$$G_1 = \frac{1}{1 + \frac{H_1 G_1 G_2 K_v G_3 G_5}{1 + K_v G_3 G_5 H_2 H_3}}$$

Luego:

$$a(s) = a_r(s) + a_u(s) + a_f(s) + a_v(s) + a_1(s) + a_q(s)$$

$$a(s) = G_r(s)r(s) + G_u(s)u(s) - G_f(s)f(s) + G_v(s)v(s) + \dots$$

$$\dots + G_1(s)l(s) + G_q(s)q(s)$$

Lo cual constituye la respuesta del sistema ante pequeñas perturbaciones en el punto de ajuste, y otras, las cuales pueden actuar simultáneamente, o independientemente. En la siguiente sección utilizaremos estas expresiones para obtener la respuesta de lazo cerrado.

#### RESPUESTA DEL SISTEMA DE LAZO CERRADO.

Analizando la respuesta del sistema de lazo cerrado ante una perturbación escalón en el punto de ajuste  $r(s)$ , asumiendo que el sistema está en reposo inicialmente.

Luego:

$$a(s) = a_r(s) = G_r(s) r(s)$$

Donde:

$$G_r(s) = \frac{G_1(s) G_2(s) K_v G_3 G_5(s)}{1 + K_v G_3 G_5(s) (H_2 H_3 + H_1 G_1(s) G_2(s))}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la seccion 4.4 y sabiendo que:

$$e^{-T^*s} = \frac{1 - \frac{T_s}{2} + \frac{(T_s)^2}{8} - \frac{(T_s)^3}{48} + \dots}{1 + \frac{T_s}{2} + \frac{(T_s)^2}{8} + \frac{(T_s)^3}{48} + \dots}$$

Como primera aproximacion se toman en numerador y denominador, solamente los dos primeros terminos, es decir:

$$e^{-T^*s} = \frac{1 - 0.5 T_s}{1 + 0.5 T_s}$$

Esto da una buena aproximacion al retardo de transporte para el rango de frecuencia  $0 \leq W \leq (0.5/T)$

Se obtiene:

$$G_r(s) = \frac{N(s)}{D(s)}$$

$$N(s) = a_6 s^6 + a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0$$

$$D(s) = b_8 s^8 + b_7 s^7 + b_6 s^6 + b_5 s^5 + b_4 s^4 + b_3 s^3 + \dots + b_2 s^2 + b_1 s + b_0$$

$$a_6 = 1.91 \cdot 10^{12}$$

$$a_5 = -185.6 \cdot 10^7$$

$$a_4 = -122.94 \cdot 10^7$$

$$a_3 = -1.79 \cdot 10^7$$

$$a_2 = 93.88 \cdot 10^6$$

$$a_1 = 419.39 \cdot 10^3$$

$$a_0 = 452$$

$$b_8 = 2.54 \cdot 10^{13}$$

$$b_7 = 6.4842 \cdot 10^{12}$$

$$b_6 = 267.04 \cdot 10^9$$

$$b_5 = 3.6727 \cdot 10^7$$

$$b_4 = 5.4478 \cdot 10^6$$

$$b_3 = -55.78 \cdot 10^6$$

$$b_2 = 141.36 \cdot 10^3$$

$$b_1 = 529.04$$

$$b_0 = 570 \cdot 10^{-3}$$

Dividiendo  $N(s)$  y  $D(s)$  para  $s^7$  y tomando la transformada inversa de Laplace y utilizando el teorema de convolucion.

$$L^{-1} \left\{ \frac{N(s)}{D(s)} \right\} = \int_0^t N(t-\tau) \frac{1}{D(\tau)} d\tau$$

Donde:

$$N(t) = c_0 t^0 + c_1 t^1 + c_2 t^2 + c_3 t^3 + c_4 t^4 + c_5 t^5 + c_6 t^6 + c_7 t^7 + c_8 t^8$$

$$D(t) = d_0 + d_1 t + d_2 t^2 + d_3 t^3 + d_4 t^4 + d_5 t^5 + d_6 t^6 + \dots + d_7 t^7 + d_8 t^8$$

$$d_0 = 254 \cdot 10^{13}$$

$$d_1 = 6.4842 \cdot 10^{12}$$

$$d_2 = 133.52 \cdot 10^7$$

$$d_3 = 612.12 \cdot 10^6$$

$$d_4 = 226.99 \cdot 10^5$$

$$d_5 = -464.83 \cdot 10^4$$

$$d_6 = 196.33$$

$$d_7 = 104.97 \cdot 10^{-3}$$

$$d_8 = 14.14 \cdot 10^{-4}$$

$$c_2 = 955 \cdot 10^7$$

$$c_3 = -30.93 \cdot 10^7$$

$$c_4 = -5.1225 \cdot 10^7$$

$$c_5 = -14.92 \cdot 10^6$$

$$c_6 = 130.39 \cdot 10^5$$

$$c_7 = 83.21 \cdot 10^{-3}$$

$$c_8 = 11.21 \cdot 10^{-3}$$

Para evaluar esta integral usamos la regla de Simpson, la cual es un metodo numerico que se expresa de la siguiente forma.

$$\int_a^b f(x)dx \approx \frac{h}{3} [f(a) + 4f(a+h) + 2f(a+2h) + 4f(a+3h) + \dots + 4f(a+(n-1)h) + f(a+nh)]$$

Donde:

$n$  = numero de intervalos

$h = (b - a)/n$  = tamaño del intervalo

Para efecto de analisis y comparacion se hizo una prueba en la que se dio una perturbacion escalon de  $10^\circ\text{C}$  al punto de ajuste y se tomaron las lecturas

cada 5 segundos durante 495 segundos para comparar con el modelo teorico.

Siendo:

$$a(0) = 937^{\circ}\text{F} = 502.78^{\circ}\text{C} ; \text{ cuando } r(0) = 0$$

aplicamos la senal escalon

$$r(t) = 10^{\circ}\text{C} * 0.1261 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \quad ; \quad t > 0$$

Los resultados obtenidos se encuentran en la tabla 4.2; los mismos que se encuentran graficados en la figura 4.23.

No resulta practico realizar perturbaciones en las otras partes del sistema sin desarmar el instrumento o porque son muy riesgosos para el proceso, poniendo en peligro la turbina.

#### ANALISIS DE ESTABILIDAD

Para determinar la estabilidad de lazo cerrado, usaremos el diagrama de Bode de la funcion de transferencia de lazo abierto. Antes definiremos los terminos margen de ganancia y margen de fase.

Margen de fase: Es la cantidad de retardo de fase

TABLA 4.2

RESPUESTA EN EL TIEMPO DE  $G/(1+G)$  ANTE UNA SENAL ESCALON

TIEMPO [seg.]	RESPUESTA TEORICA [ C ]	RESPUESTA REAL [ F ]	RESPUESTA REAL [ C ]	SEÑAL ESCALON [ C ]
0	502.78	937	502.78	502.77
5	502.89	937	502.78	506.77
10	503.02	937	502.78	506.77
15	503.14	937	502.78	506.77
20	503.26	937	502.78	506.77
25	503.37	937	502.78	506.77
30	503.48	937	502.78	506.77
35	503.59	938	503.33	506.77
40	503.70	938	503.33	506.77
45	503.81	938	503.33	506.77
50	503.91	938	503.33	506.77
55	504.01	938	503.33	506.77
60	504.11	938	503.33	506.77
65	504.21	938	503.33	506.77
70	504.31	940	504.44	506.77
75	504.41	940	504.44	506.77
80	504.52	939	503.89	506.77
85	504.64	940	504.44	506.77
90	504.77	941	505.00	506.77
95	504.94	941	505.00	506.77
100	505.19	942	505.56	506.77
105	506.46	942	505.56	506.77
110	505.73	942	505.56	506.77
115	505.54	943	506.11	506.77
120	505.45	943	506.11	506.77
125	505.39	942	505.56	506.77
130	505.34	942	505.56	506.77
135	505.31	941	505.00	506.77
140	505.29	942	505.56	506.77
145	505.27	941	505.00	506.77
150	505.25	941	505.00	506.77
155	505.24	942	505.56	506.77
160	505.23	942	505.56	506.77
165	505.22	941	505.00	506.77
170	505.21	941	505.00	506.77
175	505.21	941	505.00	506.77
180	505.20	942	505.56	506.77
185	505.20	942	505.56	506.77
190	505.19	941	505.00	506.77
195	505.19	941	505.00	506.77
200	505.19	941	505.00	506.77
205	505.18	941	505.00	506.77
210	505.18	941	505.00	506.77
215	505.18	941	505.00	506.77

TABLA 4.2

RESPUESTA EN EL TIEMPO DE  $G/(1+G)$  ANTE UNA SENAL ESCALON

TIEMPO [seg.]	RESPUESTA TEORICA [ C ]	RESPUESTA REAL [ F ]	RESPUESTA REAL [ C ]	SEÑAL ESCALON [ C ]
220	505.18	941	505.00	506.77
225	505.18	941	505.00	506.77
230	505.18	941	505.00	506.77
235	505.17	941	505.00	506.77
240	505.17	942	505.56	506.77
245	505.17	942	505.56	506.77
250	505.17	942	505.56	506.77
255	505.17	941	505.00	506.77
260	505.17	941	505.00	506.77
265	505.17	941	505.00	506.77
270	505.17	941	505.00	506.77
275	505.17	941	505.00	506.77
280	505.17	942	505.56	506.77
285	505.17	942	505.56	506.77
290	505.17	941	505.00	506.77
295	505.17	941	505.00	506.77
300	505.17	941	505.00	506.77
305	505.16	941	505.00	506.77
310	505.16	941	505.00	506.77
315	505.16	942	505.56	506.77
320	505.16	942	505.56	506.77
325	505.16	942	505.56	506.77
330	505.16	942	505.56	506.77
335	505.16	942	505.56	506.77
340	505.16	942	505.56	506.77
345	505.16	942	505.56	506.77
350	505.16	942	505.56	506.77
355	505.16	941	505.00	506.77
360	505.16	941	505.00	506.77
365	505.16	942	505.56	506.77
370	505.16	942	505.56	506.77
375	505.16	941	505.00	506.77
380	505.16	941	505.00	506.77
385	505.16	942	505.56	506.77
390	505.16	942	505.56	506.77
395	505.16	941	505.00	506.77
400	505.16	942	505.56	506.77
405	505.16	942	505.56	506.77
410	505.16	942	505.56	506.77
415	505.16	942	505.56	506.77
420	505.16	942	505.56	506.77
425	505.16	942	505.56	506.77
430	505.16	942	505.56	506.77
435	505.16	942	505.56	506.77

# RESPUESTA EN EL TIEMPO

## PERTURBACION ESCALON

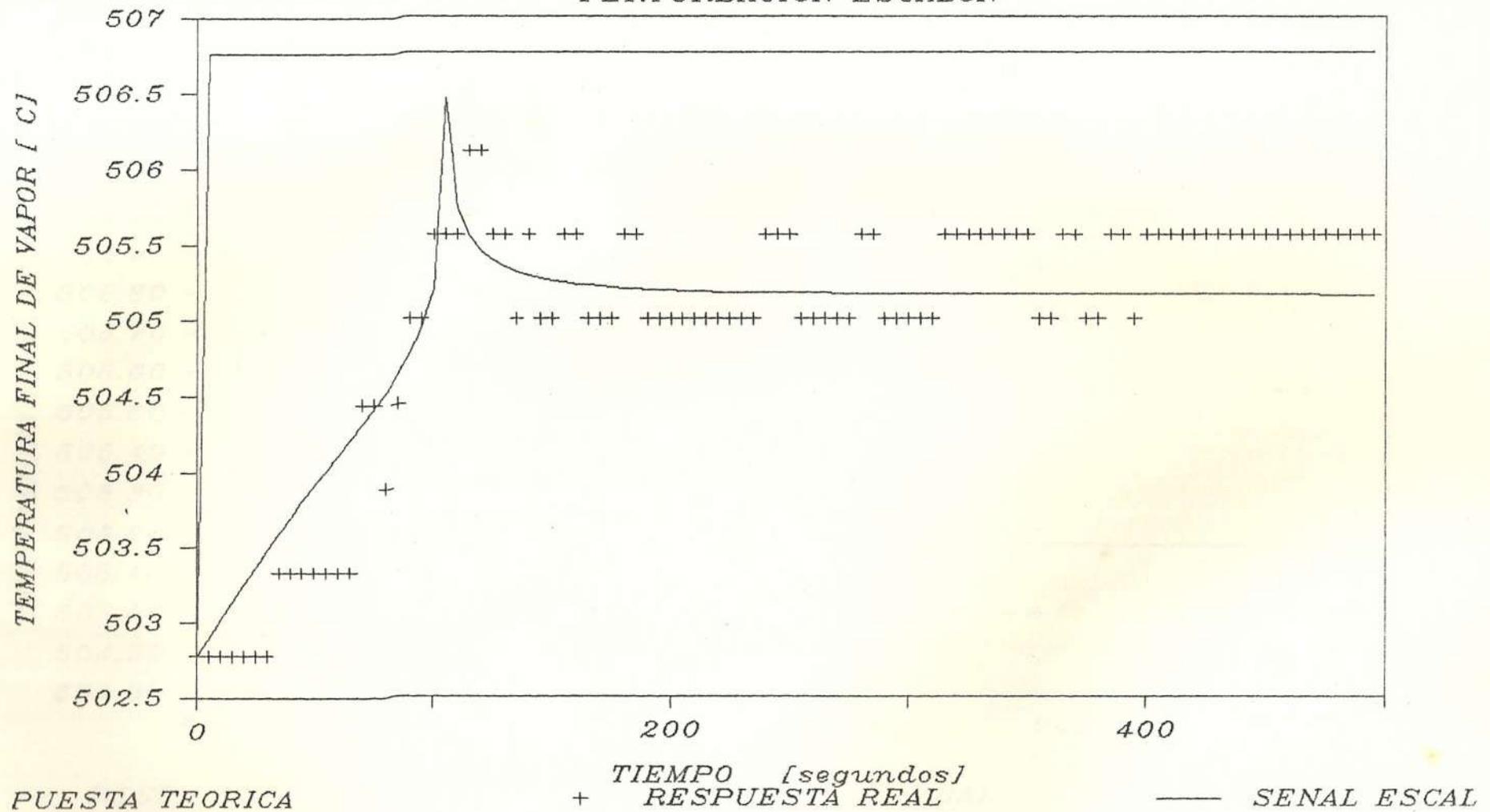


FIGURA 4.23 a



adicional necesaria a la frecuencia de cruce o transición de ganancia para que el sistema quede al borde de la inestabilidad. La frecuencia de cruce de ganancia es aquella frecuencia para la cual el valor absoluto  $|G(j\omega)H(j\omega)|$  de la función de transferencia de lazo abierto, es la unidad o sea 0 dB. El margen de fase MF es  $180^\circ$  más el ángulo de fase  $\phi$  de la función de transferencia de lazo abierto a la frecuencia de cruce de ganancia, o sea ,

$$MF = 180^\circ + \phi$$

Margen de ganancia: El margen de ganancia es la recíproca de  $|G(j\omega)H(j\omega)|$  a la frecuencia a la cual el ángulo de fase es de  $-180^\circ$  . Definiendo la frecuencia de cruce o de transición de fase  $\omega$ , como la frecuencia a la cual el ángulo de fase de la función de transferencia de lazo abierto es igual a  $-180^\circ$  , da el margen de ganancia MG.

$$MG = \frac{1}{|G(j\omega) H(j\omega)|}$$

Expresado en decibelios

$$MG(\text{dB}) = 20 \log MG = -20 \log |G(j\omega) H(j\omega)|$$

El margen de ganancia expresado en decibelios es positivo si MG es mayor que la unidad y negativo si es menor que la unidad.

Para que un sistema de fase minima sea estable, el margen de fase y el margen de ganancia deben ser positivos .

Un sistema es de fase minima si la funcion de transferencia de lazo abierto no tiene polos ni ceros en el semiplano derecho de s.

Es importante puntualizar que para un sistema de fase ni minima sea estable, ha de tener margen de fase y ganancia negativos.

Analizaremos la estabilidad para el sistema de lazo cerrado de la fig. 4.17 en el que se asume que las perturbaciones son nulas, excepto la del punto de ajuste  $r(s)$ , usando los criterios de margen de fase, margen de ganancia para el sistema de lazo abierto GH.

Asi tenemos:

$$G(s) = - G_1 G_6 G_7 H_1 = \frac{- G_1 G_6 H_1 K_v G_3 G_5}{1 + K_v G_3 G_5 H_2 H_3}$$

Reemplazando y simplificando se obtiene:

$$G(s)H(s) = \frac{K(T_1 s + 1)(1 + 0.5T_1 s)(1 + f s)(q s - 1)(1 + d s)e^{-T_D s}}{s^2 (a s^2 + b s + 1)(c s^2 + e s^2 + m s + n)}$$

$$T_D = T_1 + T_2$$

$$K = 9.270439 \cdot 10^{-6}$$

$$a = 8264.46$$

$$b = 45.45$$

$$c = 144.5 \times 10^9$$

$$d = 454.55$$

$$e = 32895.6891$$

$$f = 95.24$$

$$g = 55.56$$

$$m = 399.6787$$

$$n = 1.0883$$

$$T_1 = 474$$

$$T_2 = 9.19$$

$$T_3 = 80.56$$

Reemplazando  $s$  por  $j\omega$  y evaluando la ecuación anterior se obtiene las figuras 4.24 y 4.25 cuyos datos se encuentran en la tabla 4.3.

De las figuras y tablas arriba mencionadas tenemos:

$$MG \quad -7.59 \text{ dB}$$

$$Mf \quad 180 - 251 = -71 \text{ grados}$$

$$\text{Frecuencia de cruce} = \omega_c = 0.0112 \text{ rad/seg}$$

Siendo nuestro sistema de lazo abierto de fase no mínima, puesto que tiene un cero en el semiplano derecho de  $s$ , estos valores de margen de ganancia y margen de fase nos indican que el sistema de lazo abierto es estable.

TABLA 4.3

## LAZO ABIERTO (GH)

FRECUENCIA [rad/seg]	LOG. DE FREC. [rad/seg]	AMPLITUD [dB]	FASE [grados]
0.0012	-2.92	22.61	-1.39
0.0016	-2.80	19.09	-4.63
0.002	-2.70	16.43	-7.41
0.0024	-2.62	14.55	-11.11
0.0028	-2.55	13.20	-15.70
0.0032	-2.49	12.15	-20.69
0.0036	-2.44	11.31	-25.96
0.004	-2.40	10.64	-31.44
0.0044	-2.36	10.09	-37.08
0.0048	-2.32	9.65	-42.85
0.0052	-2.28	9.30	-48.76
0.0056	-2.25	9.03	-54.81
0.006	-2.22	8.82	-61.03
0.0064	-2.19	8.69	-67.45
0.0068	-2.17	8.61	-74.13
0.0072	-2.14	8.59	-81.12
0.0076	-2.12	8.61	-88.50
0.008	-2.10	8.67	-96.35
0.0084	-2.08	8.75	-104.77
0.0088	-2.06	8.83	-113.83
0.0092	-2.04	8.89	-123.59
0.0096	-2.02	8.89	-134.08
0.01	-2.00	8.79	-145.20
0.0104	-1.98	8.55	-156.78
0.0108	-1.97	8.15	-168.53
0.0112	-1.95	7.59	-180.10
0.0116	-1.94	6.88	-191.18
0.012	-1.92	6.06	-201.57
0.0124	-1.91	5.16	-211.14
0.0128	-1.89	4.22	-219.91
0.0132	-1.88	3.26	-227.91
0.0136	-1.87	2.30	-235.22
0.014	-1.85	1.36	-241.94
0.0144	-1.84	0.45	-248.15
0.0148	-1.83	-0.44	-253.92
0.0152	-1.82	-1.29	-259.32
0.0156	-1.81	-2.11	-264.41
0.016	-1.80	-2.90	-269.22
0.0164	-1.79	-3.66	-273.81
0.0168	-1.77	-4.40	-278.19
0.0172	-1.76	-5.10	-282.40
0.0176	-1.75	-5.78	-286.46
0.018	-1.74	-6.43	-290.38
0.0184	-1.74	-7.06	-294.18
0.0188	-1.73	-7.67	-297.88

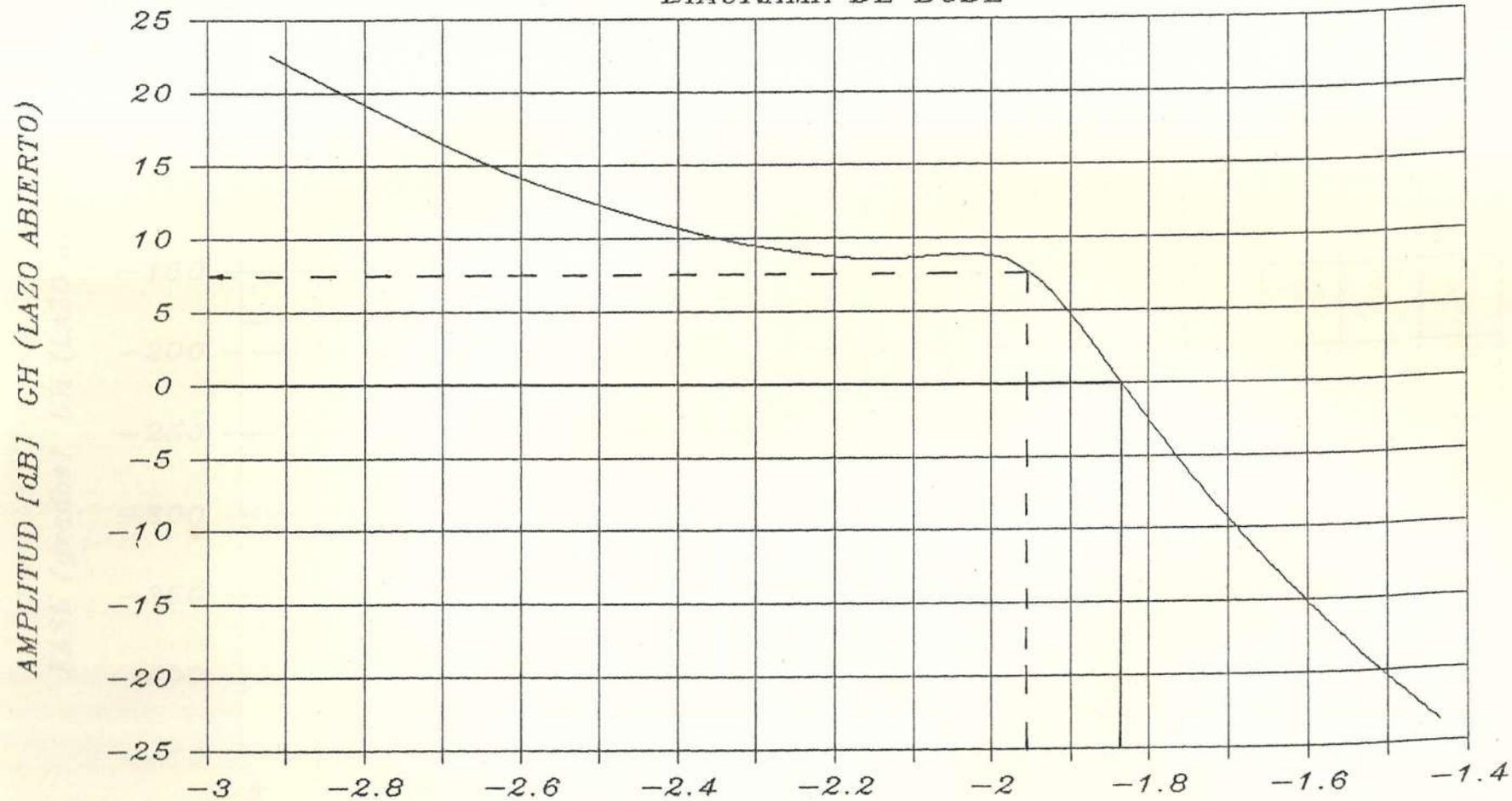
TABLA 4.3

## LAZO ABIERTO (GH)

FRECUENCIA [rad/seg]	LOG. DE FREQ. [rad/seg]	AMPLITUD [dB]	FASE [grados]
0.0192	-1.72	-8.25	-301.48
0.0196	-1.71	-8.82	-305.00
0.02	-1.70	-9.37	-308.44
0.0204	-1.69	-9.90	-311.81
0.0208	-1.68	-10.42	-315.12
0.0212	-1.67	-10.91	-318.37
0.0216	-1.67	-11.40	-321.56
0.022	-1.66	-11.87	-324.71
0.0224	-1.65	-12.33	-327.81
0.0228	-1.64	-12.77	-330.87
0.0232	-1.63	-13.21	-333.89
0.0236	-1.63	-13.63	-336.87
0.024	-1.62	-14.04	-339.82
0.0244	-1.61	-14.44	-342.74
0.0248	-1.61	-14.84	-345.63
0.0252	-1.60	-15.22	-348.49
0.0256	-1.59	-15.59	-351.32
0.026	-1.59	-15.96	-354.13
0.0264	-1.58	-16.32	-356.91
0.0268	-1.57	-16.66	-359.67
0.0272	-1.57	-17.01	-362.41
0.0276	-1.56	-17.34	-365.13
0.028	-1.55	-17.67	-367.83
0.0284	-1.55	-17.99	-370.51
0.0288	-1.54	-18.31	-373.18
0.0292	-1.53	-18.62	-375.83
0.0296	-1.53	-18.92	-378.46
0.03	-1.52	-19.22	-381.07
0.0304	-1.52	-19.51	-383.68
0.0308	-1.51	-19.79	-386.26
0.0312	-1.51	-20.08	-388.84
0.0316	-1.50	-20.35	-391.40
0.032	-1.49	-20.63	-393.95
0.0324	-1.49	-20.89	-396.49
0.0328	-1.48	-21.16	-399.01
0.0332	-1.48	-21.42	-401.53
0.0336	-1.47	-21.67	-404.03
0.034	-1.47	-21.92	-406.53
0.0344	-1.46	-22.17	-409.01
0.0348	-1.46	-22.41	-411.49
0.0352	-1.45	-22.65	-413.95
0.0356	-1.45	-22.89	-416.41
0.036	-1.44	-23.12	-418.86
0.0364	-1.44	-23.35	-421.30
0.0368	-1.43	-23.57	-423.73

# RESPUESTA A LA FRECUENCIA

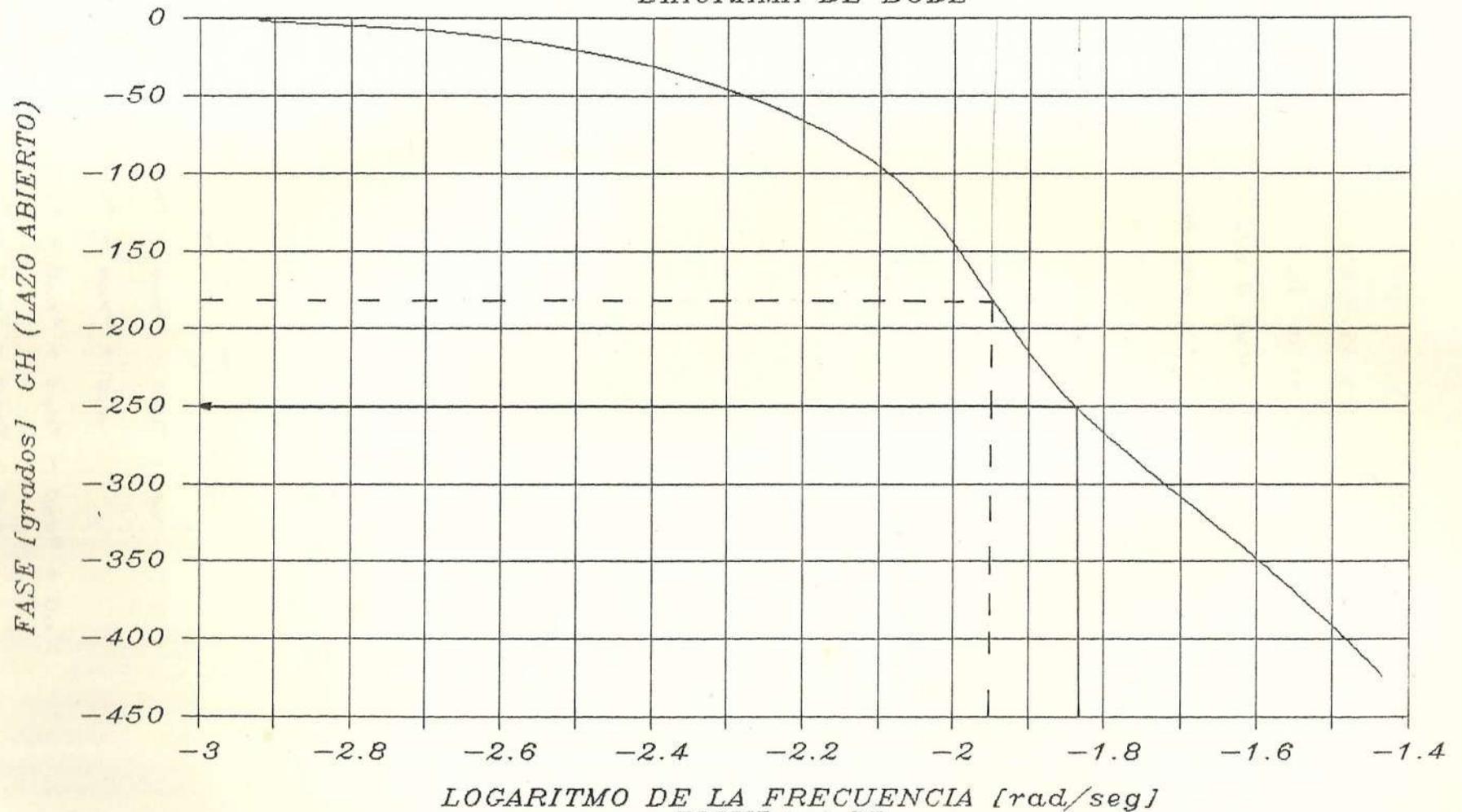
## DIAGRAMA DE BODE



LOGARITMO DE LA FRECUENCIA [rad/seg]  
FIGURA 4.24

# RESPUESTA A LA FRECUENCIA

## DIAGRAMA DE BODE



LOGARITMO DE LA FRECUENCIA [rad/seg]  
FIGURA 4.25

En la figura 4.26 representamos al sistema de ciclo abierto en el plano  $G(j\omega)H(j\omega)$ . Este diagrama nos muestra que  $G(j\omega)H(j\omega)$  encierra al punto  $(-1,0)$ , es decir que es estable puesto que es un sistema de fase no minima.

Obtenemos ahora la respuesta de lazo cerrado.

Sea  $a_r(s)/r(s)$  la funcion de transferencia de lazo cerrado representada en el diagrama de la figura 4.27 de la misma que se obtiene lo siguiente:

$$a_r(s) = G_r(s) = \frac{G}{1 + GH1}$$

Reemplazando  $s$  por  $j\omega$  en  $G_r(s)$  y simplificando se obtiene:

$$G_r(j\omega) = \frac{N(j\omega)}{D(j\omega)}$$

$$\frac{N(j\omega)}{D(j\omega)} = \frac{a_6(j\omega)^6 + a_5(j\omega)^5 + a_4(j\omega)^4 + a_3(j\omega)^3 + a_2(j\omega)^2 + \dots + a_1(j\omega) + a_0}{b_8(j\omega)^8 + b_7(j\omega)^7 + b_6(j\omega)^6 + b_5(j\omega)^5 + b_4(j\omega)^4 + \dots + b_3(j\omega)^3 + b_2(j\omega)^2 + b_1(j\omega) + b_0}$$

$$G_r(j\omega) = \frac{N(j\omega)}{D(j\omega)} = \frac{u + jv}{x + jy}$$

$$u = a_4\omega^4 - a_6\omega^6 - a_2\omega^2 + a_0$$

$$v = a_5\omega^5 - a_3\omega^3 + a_1\omega$$

$$x = b_8\omega^8 - b_6\omega^6 + b_4\omega^4 - b_2\omega^2 + b_0$$

$$y = b_5\omega^5 - b_7\omega^7 - b_3\omega^3 + b_1\omega$$

# DIAGRAMA DE NYQUIST

PLANO  $GH(j\omega)$

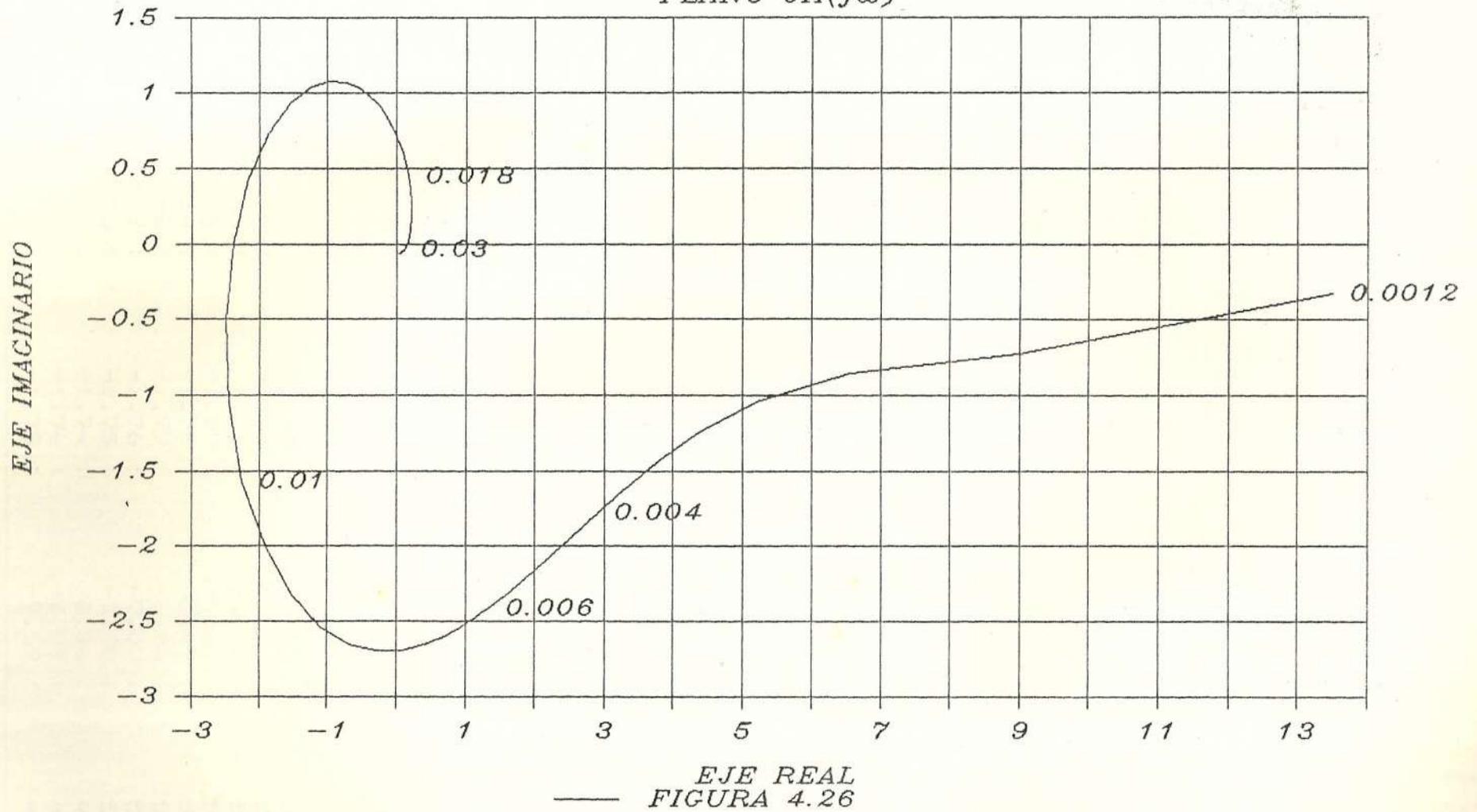


TABLA 4.4

LAZO CERRADO (  $G/(1+GH)$  )

FRECUENCIA [rad/seg]	LOG. DE FREC. [rad/seg]	AMPLITUD [dB]	FASE [grados]
0.0012	-2.92	-0.62	-0.10
0.0016	-2.80	-0.91	-0.46
0.002	-2.70	-1.21	-0.97
0.0024	-2.62	-1.47	-1.74
0.0028	-2.55	-1.67	-2.80
0.0032	-2.49	-1.83	-4.05
0.0036	-2.44	-1.94	-5.46
0.004	-2.40	-2.01	-6.98
0.0044	-2.36	-2.03	-8.58
0.0048	-2.32	-2.02	-10.22
0.0052	-2.28	-1.96	-11.87
0.0056	-2.25	-1.86	-13.50
0.006	-2.22	-1.71	-15.08
0.0064	-2.19	-1.52	-16.58
0.0068	-2.17	-1.27	-17.95
0.0072	-2.14	-0.98	-19.17
0.0076	-2.12	-0.63	-20.17
0.008	-2.10	-0.23	-20.90
0.0084	-2.08	0.24	-21.27
0.0088	-2.06	0.76	-21.17
0.0092	-2.04	1.36	-20.47
0.0096	-2.02	2.01	-18.98
0.01	-2.00	2.72	-16.47
0.0104	-1.98	3.44	-12.63
0.0108	-1.97	4.13	-7.18
0.0112	-1.95	4.69	0.06
0.0116	-1.94	4.99	8.96
0.012	-1.92	4.92	18.80
0.0124	-1.91	4.44	28.42
0.0128	-1.89	3.62	36.78
0.0132	-1.88	2.59	43.39
0.0136	-1.87	1.47	48.24
0.014	-1.85	0.33	51.59
0.0144	-1.84	-0.77	53.73
0.0148	-1.83	-1.83	54.94
0.0152	-1.82	-2.82	55.44
0.0156	-1.81	-3.76	55.39
0.016	-1.80	-4.64	54.91
0.0164	-1.79	-5.47	54.10
0.0168	-1.77	-6.26	53.02
0.0172	-1.76	-7.00	51.72
0.0176	-1.75	-7.70	50.25
0.018	-1.74	-8.36	48.64
0.0184	-1.74	-8.99	46.91
0.0188	-1.73	-9.59	45.08

TABLA 4.4

LAZO CERRADO (  $G/(1+GH)$  )

FRECUENCIA [rad/seg]	LOG. DE FREC. [rad/seg]	AMPLITUD [dB]	FASE [grados]
0.0192	-1.72	-10.17	43.18
0.0196	-1.71	-10.71	41.20
0.02	-1.70	-11.24	39.16
0.0204	-1.69	-11.74	37.07
0.0208	-1.68	-12.23	34.94
0.0212	-1.67	-12.69	32.77
0.0216	-1.67	-13.14	30.57
0.022	-1.66	-13.58	28.34
0.0224	-1.65	-14.00	26.08
0.0228	-1.64	-14.40	23.81
0.0232	-1.63	-14.79	21.51
0.0236	-1.63	-15.17	19.20
0.024	-1.62	-15.54	16.87
0.0244	-1.61	-15.90	14.53
0.0248	-1.61	-16.25	12.18
0.0252	-1.60	-16.59	9.82
0.0256	-1.59	-16.92	7.45
0.026	-1.59	-17.24	5.07
0.0264	-1.58	-17.55	2.68
0.0268	-1.57	-17.85	0.29
0.0272	-1.57	-18.15	-2.11
0.0276	-1.56	-18.44	-4.52
0.028	-1.55	-18.73	-6.93
0.0284	-1.55	-19.01	-9.34
0.0288	-1.54	-19.28	-11.76
0.0292	-1.53	-19.55	-14.18
0.0296	-1.53	-19.81	-16.60
0.03	-1.52	-20.07	-19.03
0.0304	-1.52	-20.32	-21.46
0.0308	-1.51	-20.57	-23.89
0.0312	-1.51	-20.81	-26.32
0.0316	-1.50	-21.05	-28.75
0.032	-1.49	-21.28	-31.19
0.0324	-1.49	-21.51	-33.62
0.0328	-1.48	-21.74	-36.06
0.0332	-1.48	-21.96	-38.50
0.0336	-1.47	-22.18	-40.93
0.034	-1.47	-22.40	-43.37
0.0344	-1.46	-22.61	-45.81
0.0348	-1.46	-22.83	-48.25
0.0352	-1.45	-23.03	-50.68
0.0356	-1.45	-23.24	-53.12
0.036	-1.44	-23.44	-55.56
0.0364	-1.44	-23.64	-57.99
0.0368	-1.43	-23.84	-60.42

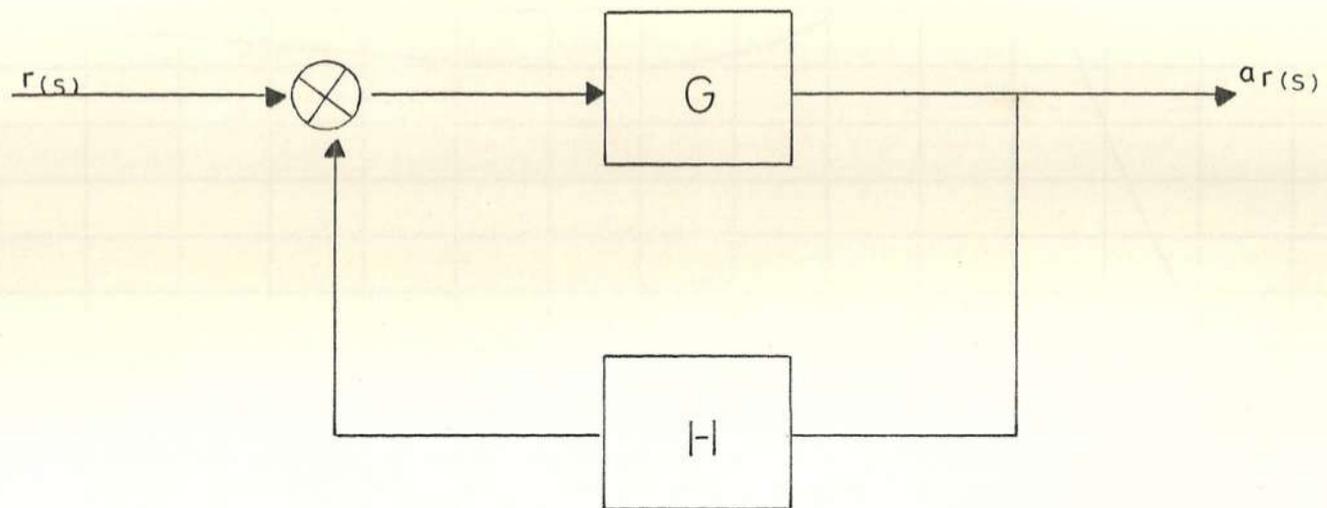
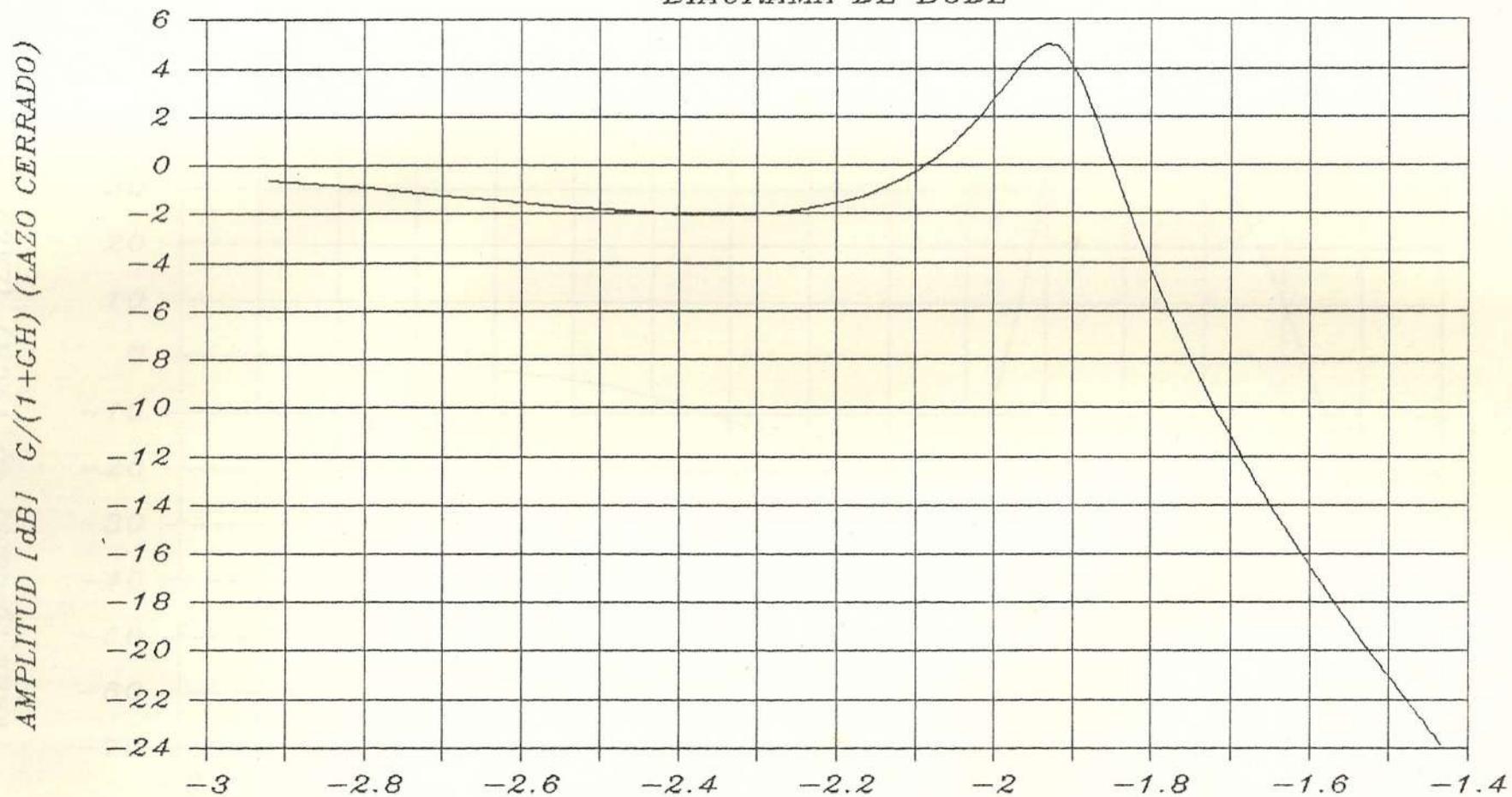


FIGURA 4.27 DIAGRAMA DE BLOQUES ESQUEMATICO  
DEL SISTEMA ANTE UNA PERTURBACION DEL PUNTO DE AJUSTE

# RESPUESTA A LA FRECUENCIA

DIAGRAMA DE BODE

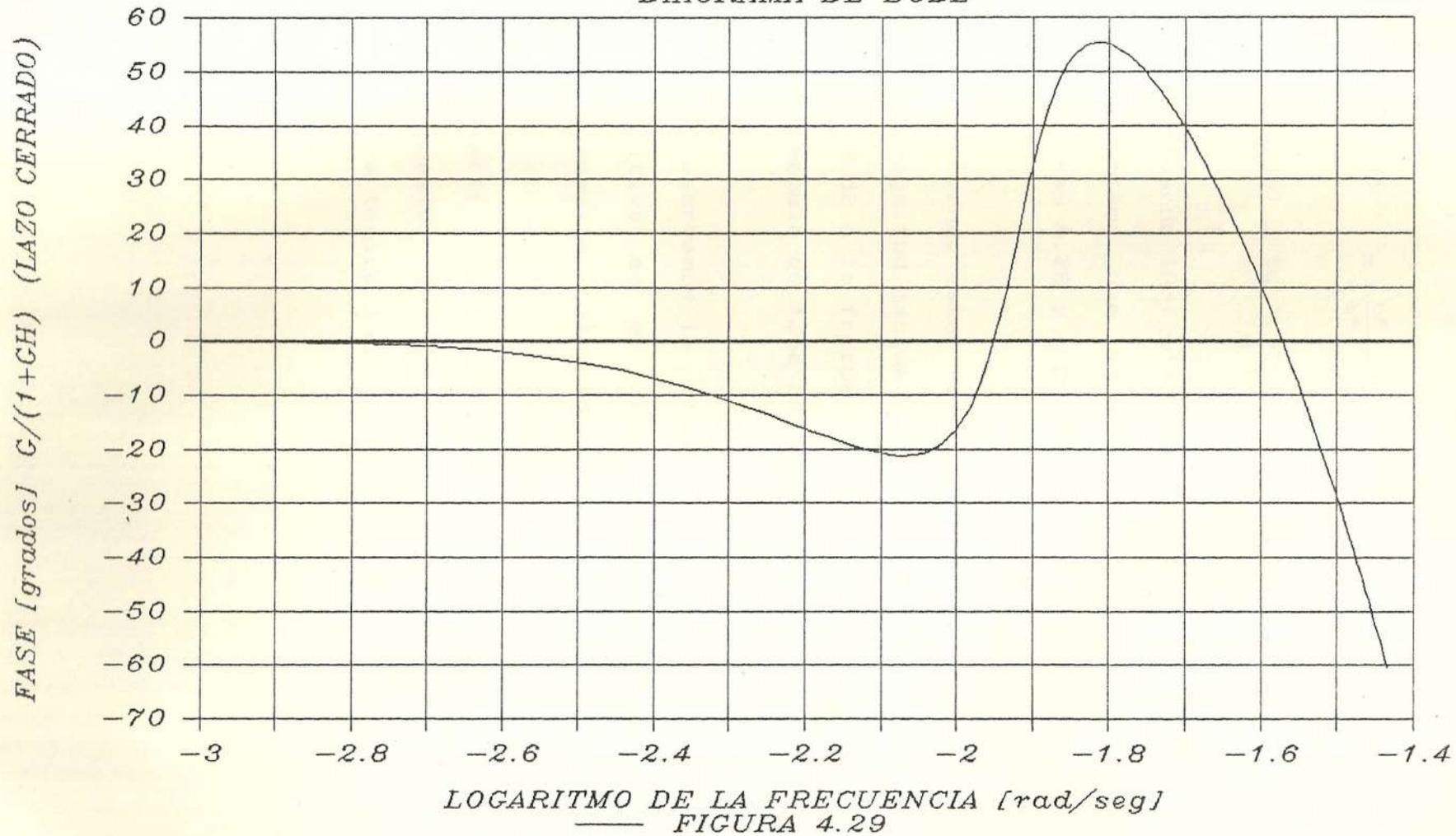


LOGARITMO DE LA FRECUENCIA [rad/seg]

FIGURA 4.28

# RESPUESTA A LA FRECUENCIA

DIAGRAMA DE BODE



$$|Gr(j\omega)| = \left( \frac{u^2 + v^2}{x^2 + y^2} \right)^{1/2}$$

$$Gr(j\omega) = \operatorname{tg}^{-1} \frac{v}{u} - \operatorname{tg}^{-1} \frac{y}{x}$$

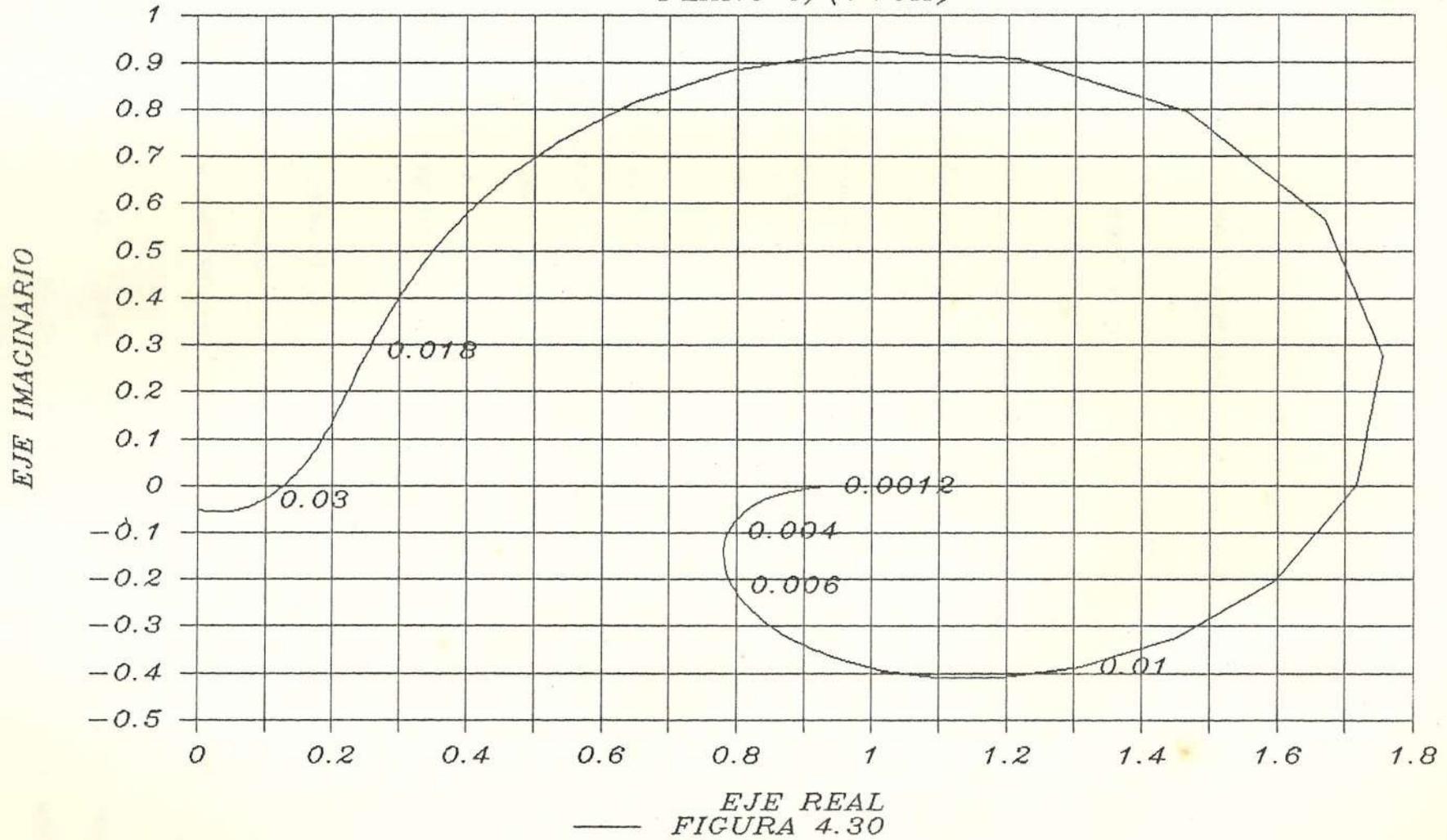
Evaluando  $|Gr(j\omega)|$  y  $Gr(j\omega)$  se obtiene la tabla 4.4 la misma que se encuentra representado en las figuras 4.28 y 4.29.

Observando estas figuras y la tabla se observa que la magnitud maxima del sistema de lazo cerrado es de 4.99 dB a la frecuencia de 0.0116 rad./seg. pero con un angulo de fase de 8.96 grados.

Si observamos la figura 4.29 vemos que la fase es positiva en el rango de frecuencias de 0.0084 rad/seg. a 0.014 rad/seg.. Esto nos quiere decir que la respuesta del sistema de lazo cerrado tiene caracter de anticipatoria. Sin embargo, por supuesto, nunca puede anticiparse a una accion que no ha tenido lugar.

# DIAGRAMA DE NYQUIST

PLANO  $G/(1+GH)$



## CAPITULO V

### AJUSTE DE PARAMETROS DEL CONTROLADOR

#### 5.1. AJUSTE PRELIMINAR DE LOS CONTROLADORES

El ajuste preliminar del controlador integral proporcional del control de temperatura denominado TC-1 fin efectuado durante la calibracion del instrumento con un valor de ganancia de aproximadamente 0.35 y un tiempo integral de 474 seg. o sea 0.12 repeticiones por minuto

Durante las pruebas de operacion se observo el comportamiento del sistema de control de temperatura durante las subidas y bajadas de carga de la unidad.

#### 5.2. AJUSTE FINAL DE LOS CONTROLADORES.

El ajuste final de los controladores se lo llevo a cabo usando el metodo de sensibilidad ultima estudiado en la seccion 1.3.2..

Siguiendo este procedimiento, disminuimos las repeticiones por minuto y aumentamos la ganancia mientras se crearon cambios pequenos del punto de

ajuste hasta que el proceso empezo a oscilar continuamente .

Este valor de ganancia es denominada ganancia "ultima".

El periodo de ciclaje P en minutos de las oscilaciones en esta ganancia ultima Gu es anotada.

Los ajustes del controlador que produzcan aproximadamente una relacion de amplitud de 0.25 fueron calculados de acuerdo al metodo de Ziegler - Nichols como sigue:

$$\text{Ganancia} = \frac{G_u}{2.2}$$

$$G_u = 0.9$$

$$\text{Ganancia} = \frac{0.9}{2.2} = 0.4091 \approx 0.41$$

$$\text{Razon integral (R/min.)} = \frac{1.2}{P}$$

$$P = 16.8 \text{ min.} \quad \text{Fig. 5.1}$$

$$\text{Razon integral (R/min.)} = \frac{1.2}{16.8} = 0.0711 \text{ Rep/min.}$$

16.8

Luego se calibro el instrumento nuevamente comprobandose que los valores fueron:

$$G = 0.3913 \quad 0.4 = \text{Fig. 4.4}$$

R/min. 0.1266

Cabe anotar que tanto la lectura en el dial como calibración en el tiempo integral no es muy precisa ya que a pequeños cambios en la perilla del tiempo integral, teniendo en cuenta de que en realidad es R/min. es decir es una escala hiperbólica, varía grandemente el tiempo de integración.

6 A.M.

5

7

8

9

10

NOON

1

2

3

A

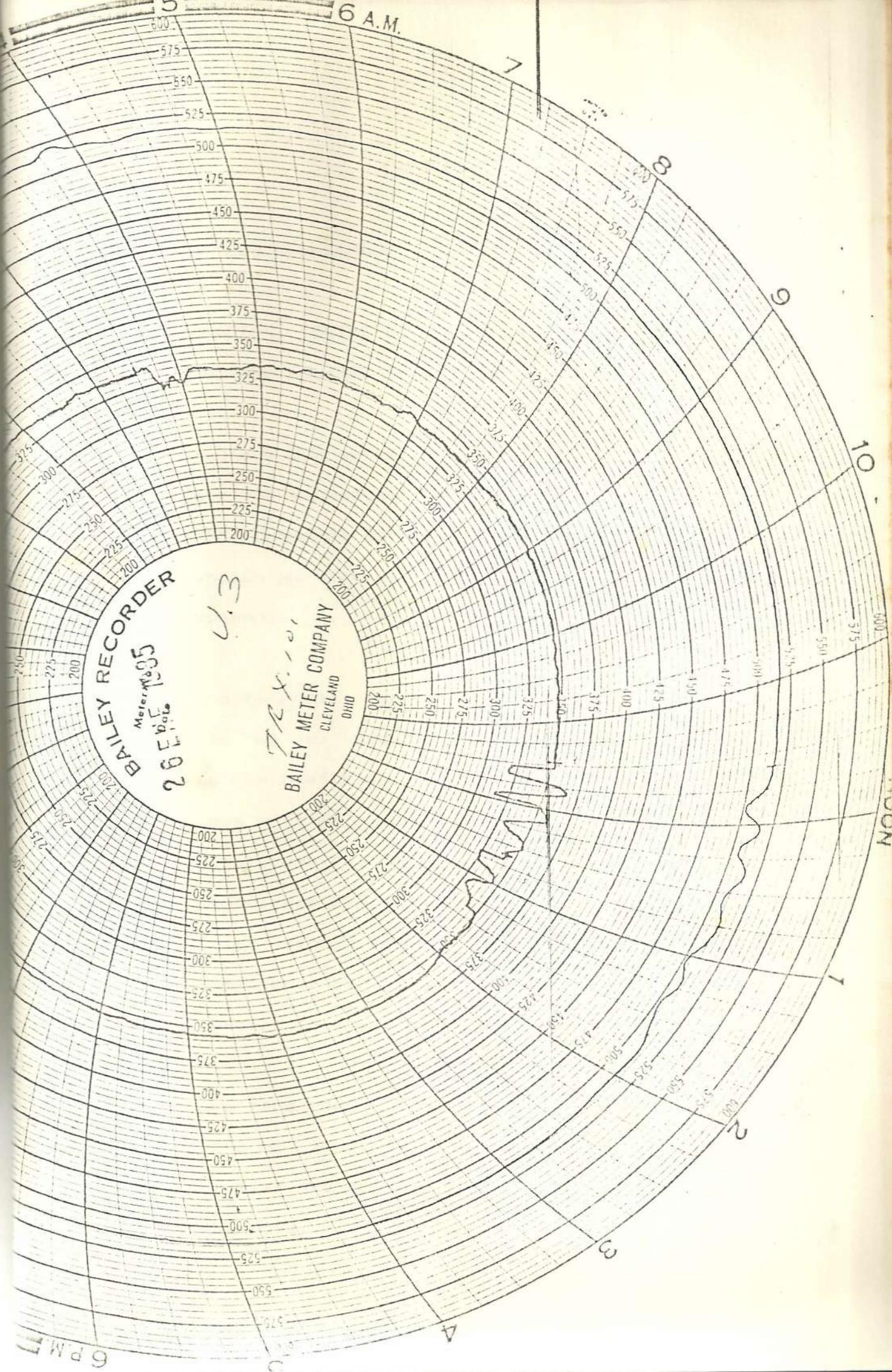
C

6 P.M.

BAILEY RECORDER  
Meter No. 1035  
2657196

U.3

72 x 101  
BAILEY METER COMPANY  
CLEVELAND OHIO



## CAPITULO VI

### ANALISIS DE LOS RESULTADOS

#### 6.1. COMPARACION ENTRE EL COMPORTAMIENTO TEORICO Y EL EXPERIMENTAL DEL CONTROL DE TEMPERATURA DE LA CALDERA.

La figura 4.23a nos muestra la respuesta del sistema durante 500 segundos. En este modelo se observa que para los primeros 35 segundos el sistema real no ha respondido pero la respuesta teorica nos indica que si responde.

Esta diferencia es porque este modelo como se observo en el capitulo IV, es de noveno orden y ademas con coeficientes variables puesto que incluye terminos  $e^{-T^*}$  en algunos de sus terminos tanto en el numerador como en el denominador por lo que se uso aproximaciones para poder obtener polinomios y asi usar las tecnicas classicas de control. Estas aproximaciones son validas dentro del rango de frecuencias de operacion y de nuestro modelo.

Nuestro rango de frecuencias fue de 0.0038 rad/seg. ( 0,0006 Hz ) a 0.021 rad/seg. ( 0,0033 Hz ). Hay que senalar que a frecuencias mas altas el sistema no respondia.

Al observar la respuesta del modelo real nos damos cuenta que son cambios bruscos de aproximadamente  $1^{\circ}\text{C}$ .

Al graficar los datos reales obtenidos, tenemos que recordar que las lecturas fueron tomadas cada 5 seg. y que la termocupla digital usada era en grados Fahrenheit y tenia una resolucioin de  $1^{\circ}\text{F}$ . Asi al convertir a grados centrigados se introducen variantes que producen estos pequenos cambios "bruscos" de  $1^{\circ}\text{C}$ . aproximadamente.

Nuestro modelo predice un error de estado estable de  $1.5^{\circ}\text{C}$ . y el real predice un error de  $1.2^{\circ}\text{C}$ . es decir que la diferencia es de  $0.3^{\circ}\text{C}$ . entre el modelo real y el experimental.

El modelo teorico predice un pico de  $505.56^{\circ}\text{C}$  a los 110 seg. y los datos reales nos muestran un pico de  $506.67$  a los 120 seg.

Si tenemos en cuenta de que los registradores usados en INECEL tienen una resolucioin de  $5^{\circ}\text{C}$ ., podemos predecir que nuestro modelo es confiable dentro de los rangos establecidos.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Al analizar los resultados, se observa que la función de transferencia del supercalentador tiene un cero en el semiplano derecho de "s", es decir que es de fase no mínima. Esta observación es importante puesto que esto explica porque los ingenieros constructores de la Central Estero Salado de INECEL tuvieron que cambiar el diseño original del control de temperatura, variando el diseño al estudiado en esta tesis que es el diseño actual.

El diseño actual es igual al original excepto que el original tenía, en lugar de un controlador proporcional-integral como el actual, dos controladores de los cuales, uno era un proporcional-integral y el otro era un controlador derivativo conectado en paralelo con el primero.

En la sección 1.2.1 se concluyó que el control derivativo es de respuesta anticipada, lo que afectaría al proceso, provocando que la fase se incremente aun más dentro del rango de frecuencias de 0.0084 rad/seg a 0.014 rad/seg. como se observa en la figura 4.29 que nos muestra la respuesta del sistema actual en lazo cerrado.

La figura 4.23 nos muestra la respuesta del sistema en lazo cerrado ante una señal escalon y se compara la respuesta del modelo teórico con la respuesta real del sistema.

En la figura 4.24 y 4.25 se muestra en un diagrama de Bode la estabilidad del sistema de lazo abierto, con un margen de ganancia de  $-7.59$  dB. y un margen de fase de  $-71$  grados, concluyéndose de que el sistema es estable puesto que se trata de un sistema de fase no mínima conforme se explicó en la sección 4.5.

La respuesta de lazo cerrado nos muestra que la respuesta del sistema se atenúa ligeramente ( $-2$  dB.) a bajas frecuencias y que a partir de  $0.0064$  rad/seg comienza a aumentar hasta aproximadamente  $5$  dB. para decrecer posteriormente cruzando la línea de  $0$  dB. a partir de  $0.0084$  rad/seg, atenuando la respuesta. Observese que a partir de  $0.0312$  rad/seg la señal se atenúa  $10$  veces ( $-20$  dB.), lo cual implica que no habría problema de señales de ruido a altas frecuencias.

En el capítulo V se encontraron experimentalmente los valores de ganancia y tiempo integral, usando el

metodo de sensibilidad ultima descrito en la seccion 1.3.2 comprobandose de que el sistema es estable puesto que estos valores son los usados actualmente y durante la experiencia.

Hay que senalar que hemos asumido que hay cierto grado de independendencia entre los diferentes sistemas de control. Esto es verdad dentro de ciertos limites, ya que aunque el control de temperatura responde antes que el control de presion, este ultimo afectara solamente en el caso de que la variacion de temperatura del vapor final sea mayor a  $\pm 7$  C, ya que la presion practicamente no varia o la variacion es tan pequena que el control de presion no responde.

El sistema de control considera los cambios de carga com se muestra en la seccion 4.4 obteniendose en la seccion 4.5 el modelo para cada una de las posibles perturbaciones, incluyendose en la misma seccion la funcion de transferencia que incorpora a todas y cada una de estas perturbaciones.

En una tesis posterior se podria analizar el efecto sobre la respuesta del sistema de las otras perturbaciones al sistema, ademas del cambio aqui analizado del punto de ajuste.

Finalmente, podemos concluir que el modelo se ha demostrado que es realista y que por lo tanto podria ser usado como punto de partida para estudios posteriores mas completos, o para analizar los efectos que pueden producir sobre la operacion correcta del sistema, variaciones en el punto de ajuste, variaciones de flujo de aire, etc.

A P E N D I C E

TABLA A.1.  
SIMBOLOS EN SISTEMAS DE CONTROL

---

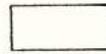
ELEMENTO DE MEDICION



(\*)

---

SEÑAL AUTOMÁTICA DEL



PROCESO (\*\*)

---

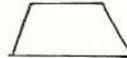
SEÑAL MANUAL DEL PRO



CESO (\*\*)

---

ELEMENTO FINAL DE CON



TROL (\*\*)

---

(\*) En el círculo se usa una letra de la Tabla A.2

(\*\*) Dentro de estos elementos se usa un símbolo de la  
Tabla A.3.

TABLA A.2.

## LETRAS PARA ELEMENTOS DE MEDICION

---

VARIABLE DEL PROCESO	FUNCION
A = ANALISIS	R = REGISTRADOR
C = CONDUCTIVIDAD	I = INDICADOR
D = DENSIDAD	T = TRANSMISOR
F = FLUJO	RT = REGISTRADOR TRANSMISOR
L = NIVEL	IT = INDICADOR TRANSMISOR
M = HUMEDAD	
P = PRESION	
T = TEMPERATURA	
V = VISCOSIDAD	

---

## BIBLIOGRAFIA

1. MANUAL BAILEY, USA, 1978, 70 p.
2. FOLLETO, CURSO DE INSTRUMENTACION Y CONTROL DE CENTRALES TERMoeLECTRICAS, CFE, MEXICO, 120 p.
3. FOLLETO, VALVULAS, HONEYWELL, 3 p.
4. HOUGEN, MEASUREMENTS AND CONTROL APPLICATIONS FOR PRACTICING ENGINEERS, CAHNERS BOOKS, 1972, 10 p.
5. OGATA, INGENIERIA DE CONTROL MODERNA, PRENTICE HALL INTERNATIONAL, 1980, 406 p.
6. RAVEN, AUTOMATIC CONTROL ENGINEERING, Mc. GRAW-HILL, 1968, 46 p.
7. TAKAHASHI, CONTROL AND DYNAMIC SYSTEMS, ADDISON WESLEY PUBLISHING COMPANY, 1977, 356 p.