

363097

P.- 41.293

W.E. Case

Nº 38963

SECCION TECNICA
CLASIFICACION I. P. C.
CLASE <u>F</u> <u>01</u>
SUBCLASE <u>D</u>

Memoria descriptiva



26 MAY. 1969

para solicitar PATENTE DE INVENCION, en ESPAÑA por 20 años

a nombre de WESTINGHOUSE ELECTRIC CORPORATION

entidad ~~de nacionalidad~~ norteamericana

con domicilio en 3 Gateway Center, Pittsburgh, Pensilvania,
Estados Unidos de América

por: "UN SISTEMA PARA HACER FUNCIONAR UNA TURBINA DE VAPOR"

28 MAY 1909

La presente invención se refiere a turbinas de fluidos elásticos, y más en particular a sistemas para hacer funcionar turbinas de vapor.

5 Un tipo general de turbinas de vapor es el de extracción, que de modo típico, aunque no necesariamente, se clasificaría como de pequeña turbina, y que además estaría proyectado típicamente para suministrar el vapor necesario para un tratamiento de fábrica y para la corriente motriz de turbinas necesaria para mover una instalación industrial o un generador de energía eléctrica de una potencia nominal determinada. Así, una turbina de extracción de unas características nominales de proyecto apropiadas podría actuar de máquina motriz principal o primaria haciendo funcionar un generador, por ejemplo, en una fábrica de papel, suministrándose simultáneamente la corriente de vapor extraída del flujo de la turbina principal para los procesos de tratamiento en la fabricación de papel, y para otros fines. Su función como máquina motriz principal puede ser primaria o secundaria, para la turbina de extracción. Entre otras turbinas que en su función final son semejantes a las del tipo de extracción se incluyen: (1) las de contrapresión, que dan salida a la corriente motriz de vapor bajo control de presión a los fines de tratamiento, calefacción u otros; y (2) las turbinas de conversión de agua del mar, que hacen funcionar unos generadores de energía eléctrica y suministran el flujo o corriente de vapor que se necesita para calentar el agua del mar convertida, en una instalación de desalinización. Las turbinas empleadas en esta aplicación pueden ser del tipo de extracción o del de

10

15

20

25

30



Otro tipo general de turbina de vapor es aquel en el que el vapor se usa principalmente tan sólo para hacer funcionar la turbina como máquina motriz primaria en una central eléctrica y en otras aplicaciones. Las configuraciones de turbina varían de una aplicación a otra y, en una instalación alimentada con combustibles fósiles, una turbina podría incluir típicamente unas secciones de alta presión, de presión media y de baja presión interconectadas en tandem en uno o varios árboles o ejes, con una o más etapas de recalentamiento entre las secciones. Entre otras turbinas empleadas como máquinas motrices primarias se incluyen las de generación de electricidad a bordo de buques y las de propulsión de buques que se hacen funcionar para regular el par de las hélices y la velocidad del buque.

Típicamente, en los sistemas electrohidráulicos de control analógicos, o analógico-numéricos, de las turbinas de la técnica ya conocida, se emplea el funcionamiento de retroacción en bucle cerrado. Fundamentalmente, la variable final del sistema controlada por el funcionamiento de las válvulas, o bien una representación de esa variable, puede ser percibida o detectada y comparada con un punto de referencia o valor de previo ajuste, generándose una señal de error. Sobre la señal de error actúan unos circuitos, que incluyen un regulador analógico, con una ganancia de bucle prefijada y muchas veces con una caracterización de transferencia prefijada, para desarrollar una señal de control que tiene por efecto el accionamiento hidráulico del sistema de válvulas de vapor de la turbina, por medio de un mando de posicionamiento de válvulas que



incluye una servoválvula, un activador y un regulador de error de posición dirigido por retroacción, que hace funcionar la servoválvula. Reducido a cero el error, se termina la acción correctora de mando de las válvulas.

5 En las turbinas empleadas como máquinas motrices primarias, una señal de error de velocidad puede determinar la acción de control, bien por sí sola, bien en unión de una señal de control de la carga. Como otro ejemplo de bucle de control de turbina de la técnica ya
10 conocida, la acción de control de una turbina de extracción de varias variables exige bucles de control de velocidad y de presión de extracción por separado, y las señales de error de velocidad y de presión determinan directamente las respectivas acciones de control de los bucles
15 de velocidad y de presión, mientras un acoplamiento de cruce entre los bucles modifica las acciones de control respectivas de los bucles de presión y de velocidad.

 Cuando la variable final controlada por el funcionamiento de las válvulas es la carga de la turbina,
20 como sucede en las grandes turbinas de centrales eléctricas, con presión de estrangulamiento o de regulador constante, el bucle de control de la carga puede ser abierto o cerrado, y suele operar conjuntamente con el bucle cerrado de retroacción de velocidad. Después de puesta la turbina en velocidad de sincronismo, por la acción del bucle
25 de velocidad, el error de velocidad se mantiene normalmente a cero, y es el bucle de control de la carga quien hace funcionar las válvulas de vapor para determinar el gasto de vapor de la turbina y la cantidad de la carga
30 total compartida del sistema tomada por la turbina. Para



mantener la velocidad síncrona, se aplica una acción de control de velocidad con participación de frecuencia, durante las perturbaciones de velocidad transitorias producidas por grandes cambios de carga.

5 El bucle de control de la carga puede ser abierto, o esencialmente abierto, ya que los cambios de ajuste de válvulas controlados se inician a mano cuando la lectura de la potencia (megavatios) generada, u otra variable detectora de la carga, esté en error. Un control
10 de la carga más rápido, pero todavía retardado, se obtiene con el uso de una señal de presión de recalentamiento entre etapas, como señal de retroacción de bucle de carga cerrado. El control de carga más rápido puede obtenerse con el empleo de una retroacción de presión en bucle cerrado,
15 do, de cámara de impulsión o de primera etapa de expansión.

Como en el caso general, en el bucle de control de la carga puede incluirse un circuito de caracterización adecuado para tratar la demanda de carga: esto es, la referencia de carga, o bien la señal de error de carga.
20 Típicamente, la caracterización compensa de modo estático las usuales características no lineales de posición de válvulas en relación con el gasto, produciendo así una relación lineal entre las variaciones de gasto o paso de vapor controladas y las variaciones en el nivel de demanda
25 de carga.

Un plan de control electrohidráulico de turbinas de la técnica ya conocida, y obtenible al nivel comercial, es el que se ilustra y describe más concretamente en una comunicación titulada "Control electrohidráulico
30 para mejorar la disponibilidad y el funcionamiento de las

17.5.69



grandes turbinas de vapor", presentada por M. Birnbaum y E.G. Noyes en la Conferencia Nacional de la Energía celebrada por ASME-IEEE en Albany, Nueva York, del 19 al 23 de septiembre de 1965. En ese plan, se emplea el control de retroacción para regular la velocidad y la carga de las turbinas de vapor en una gran central eléctrica. Se incluyen algunos circuitos de tipo numérico, y en especial un sistema de referencia numérico de estado sólido, que eliminaban los primitivos sistemas de motor cambiador de velocidad/carga para establecer los cambios del punto de ajuste o de referencia de velocidad y carga de las turbinas, a base de una función rampa permitida programada. A un asunto semejante se refiere un artículo aparecido bajo el título "Control automático electrónico de las turbinas de vapor con arreglo a un programa fijo" en el número de marzo de 1964 de la Brown Boveri Review.

Aun cuando los diversos tipos conocidos de sistemas electrohidráulicos de control de turbinas y de centrales eléctricas de la técnica anterior a este invento vienen dando en general un funcionamiento satisfactorio de las turbinas y de las centrales, y buenos resultados de control, han venido presentando en particular bastantes inconvenientes, muchos de los cuales son consecuencia inherente al carácter básico de estos sistemas. Por ejemplo, como ya se ha dicho, se viene recurriendo en la práctica a utilizar circuitos de función de transferencia de retroacción que incluyen compensación en cuanto a la falta de linealidad de las curvas características de posición/gasto de vapor de las válvulas de las turbinas, característica que lleva inherentes ciertas desventajas.



El circuito caracterizador de la compensación
estática tiene por objeto el de tratar de hacer el paso
de vapor, y no la posición de las válvulas de vapor, pro-
porcional a la demanda del error de retroacción o a la
5 demanda de la referencia, y de ese modo hacer la cantidad
de acción de control proporcional a la cantidad de demanda
puesta en el control. Es inconveniente, y a menudo difícil,
realizar los circuitos de función de transferencia lineal-
lizadora con exactitud para las válvulas diversamente ca-
10 racterizadas a las que estaría asociado un control en una
unidad de turbina cualquiera en particular, o de una tur-
bina a otra de producción. Una de las razones para ello
es que cada válvula o disposición de válvulas pudiera re-
querir una especial función de transferencia linealizadora
15 con exactitud y por consiguiente se necesita un equipo fí-
sico electrónico especial y relativamente costoso para
obtener esa función.

Otra razón, quizá más significativa, es la
de que un circuito de función de transferencia verdadera-
20 mente linealizadora puede no ser factible, al menos econó-
micamente, en casos como aquél en que la característica de
flujo/posición de la válvula en general tiene pendiente
positiva, pero a lo largo de uno o más segmentos curvos
presenta una pendiente negativa con puntos de cambio, de
25 pendiente cero, en cada uno de los extremos de segmento.
Además, aun cuando para una particular disposición de vál-
vulas se desarrollen circuitos de función de transferencia
linealizadora apropiados, el uso del sistema puede modifi-
car la característica de flujo/posición de la válvula, a
30 consecuencia de desgaste de la válvula, etc., y el primitivo



circuito de función de transferencia estática, inflexible, ya no consigue con exactitud su propósito; lo que, de manera inconveniente, hace deseable o necesaria una modificación de entretenimiento.

5 En el caso general, es digno de hacer notar, por extensión, que los mismos o semejantes comentarios sirven en relación con las dificultades de ciertas aplicaciones, en las que se usan funciones de transferencia de sistema de control estáticas, seleccionadas antes o durante el funcionamiento de la turbina, para obtener alguna relación, sea lineal, sea distinta de la lineal, entre la propiedad del vapor controlada, tal como el flujo de paso o gasto y la demanda efectuada sobre el sistema de control. A causa de las limitaciones correspondientes a la caracterización estática del bucle de control, el funcionamiento y el control de las turbinas ha venido padeciendo deficiencias, en la técnica ya conocida, desde el punto de vista de la eficacia y de la exactitud o precisión. En el área de las turbinas para centrales eléctricas alimentadas por calderas de tipo cilíndrico encendidas con combustible fósil, u otros sistemas generadores de vapor, las ineficacias e inexactitudes que surgen de tales limitaciones vienen siendo origen de menor flexibilidad en el control de la generación de energía, y de mayores costes de producción.

10

15

20

25

Aparte de la caracterización estática, otra de las dificultades que surgen con los sistemas de control electrohidráulicos para válvulas de turbinas, y con el funcionamiento correspondiente de las turbinas, viene siendo la limitada utilidad que se experimenta en

30



relación con la dinámica de las turbinas, esto es, el control de la velocidad de respuesta de las válvulas de vapor y de la velocidad de respuesta de activación de las turbinas. Típicamente, los sistemas de control de las turbinas tienen una disposición de bucles de control que se caracteriza dinámicamente por su acción proporcional y su ganancia apropiada para el posicionamiento estable de las válvulas y la obtención de respuestas estables en cuanto al accionamiento de las turbinas . Un bucle de ese modo caracterizado puede o no dar lugar a la respuesta dinámica deseada para las válvulas de vapor y a la respuesta dinámica deseada en cuanto a activación con vapor de las turbinas; y, en las centrales eléctricas, a la respuesta deseada para la generación de energía al experimentar una variación las condiciones de trabajo del sistema.

Uno de los aspectos de la dificultad de caracterización dinámica proviene del hecho de que las diferentes magnitudes de cambio en el punto de ajuste de posición de las válvulas puede exigir diferentes ganancias del bucle de posicionamiento, para lograr la deseada respuesta dinámica de posicionamiento de las válvulas con la debida constancia u homogeneidad. Por ejemplo, puede desearse tener un funcionamiento estable y rápido de posicionamiento de las válvulas con 10% de sobreimpulso sin inestabilidad u oscilación. Un pequeño cambio del punto de ajuste de posición puede requerir una primera ganancia G_1 para lograr esta respuesta, en tanto que un mayor cambio del punto de ajuste de posición puede hacer necesaria una segunda ganancia G_2 mayor. Como la ganancia de posicionamiento es típicamente fija, la deseada respuesta de po-



sicionamiento de las válvulas sólo puede lograrse dentro de una limitada gama de variación del punto de ajuste de posicionamiento de las válvulas.

5 Otra dificultad experimentada con la caracterización dinámica usual del control de las turbinas es la que se tiene desde el punto de vista de las limitaciones de anchura de banda del bucle de control en la magnitud de ganancia del bucle utilizable para lograr una respuesta estable. Esta cualidad de limitación e ineficacia
10 de la técnica ya conocida exige que la ganancia del bucle sea relativamente reducida, para limitar la interferencia de los ruidos o perturbaciones con la acción de control. Así, hay un límite para la velocidad con que es posible lograr las respuestas de posicionamiento de las
15 válvulas y activación con vapor de las turbinas cuando, por lo demás, podría ser deseable y obtenible una respuesta más rápida dentro de los límites de la dinámica mecánica y térmica de las turbinas. Las limitaciones de anchura de banda en las posibilidades de control de procedimiento de las turbinas surgen en especial en el caso de los
20 sistemas de control de turbinas que poseen bucles en cascada con uniones sumadoras, tal como sucede con los sistemas de control de turbinas en las grandes centrales eléctricas, donde la ganancia de un bucle interior de posicionamiento de válvula actúa sobre la salida de otro
25 bucle de control de carga, exterior, y exige con ello una reducción de ganancia en el bucle exterior para lograr un nivel adecuadamente bajo de respuesta a las señales de ruido o perturbación del bucle exterior de control de
30 carga.

26



Otro aspecto de las dificultades de la caracterización dinámica surge del hecho de que un bucle tipo de acción proporcional, aun cuando pueda en algunas circunstancias actuar con la deseada rapidez y precisión de posicionamiento de válvulas, dentro de los límites de las posibilidades térmicas y mecánicas de las turbinas, en la mayoría de los casos dará origen a una respuesta hiperamortiguada de activación con vapor de la turbina, porque la variación del paso de vapor necesita tiempo para hacer que la activación en régimen permanente de la turbina con el vapor alcance el nuevo nivel correspondiente al nuevo flujo o paso de vapor. La importancia de esta limitación varía con arreglo a la magnitud y a la importancia del excesivo retardo implicado en la respuesta de activación de la turbina. En el caso de grandes turbinas de generación de energía eléctrica, la diferencia en tiempo entre las respuestas crítica y típicamente hiperamortiguada es relativamente breve, en comparación con otras limitaciones de funcionamiento de la instalación y, por consiguiente, no viene siendo excesivamente recusable. En otros términos, la respuesta de activación de las turbinas en una central eléctrica no es normalmente la óptima, en su más riguroso sentido; ni normalmente se obtiene ventaja alguna, o sólo muy poca, en el funcionamiento de la central aumentando la velocidad de respuesta de activación de la turbina, y ello a causa de otras limitaciones de la instalación. Con todo, en por lo menos algunas aplicaciones posibles en centrales eléctricas, y

17.5.69



en otras aplicaciones de turbinas de la técnica del ramo, en las que viene siendo, o sería, conveniente una dinámica de turbinas más próxima a la óptima, de poder alcanzarse en la práctica, los controles de turbina ya conocidos han resultado en cierto modo deficientes.

Para lograr algún aumento en la velocidad de respuesta de las turbinas, los controles ya conocidos podrían hacer uso de alguna caracterización dinámica que incluyese, por ejemplo, una acción de derivada analógica. En ese caso, el posicionamiento de las válvulas de vapor puede producirse dentro de los límites de la dinámica térmica y mecánica de las turbinas con hiperaccionamiento de posición de las válvulas que persiste más allá del sobreimpulso de 10% de ejecución rápida, antes indicado, utilizado para lograr un rápido posicionamiento de las válvulas sin oscilación. Como consecuencia, el paso de vapor experimenta un impulso transitorio de exceso, produciéndose una activación más rápida del accionamiento de la turbina sin este exceso al contrarregirse finalmente la posición de las válvulas, para dar el paso de vapor necesario de régimen permanente. Ahora bien, como en el caso de la caracterización estática, la caracterización dinámica no puede ser ajustada convenientemente para obtener una respuesta estable y persistentemente más rápida de la turbina en diferentes condiciones de trabajo.

Estas turbinas exigen sistemas de control rebuscados, diferentes según el tipo específico de turbina y que, por consiguiente, deben ser proyectados para ese tipo concreto de turbina.

Para funciones de caracterización que cam-



bien de una unidad a otra de un tipo particular de turbina como, por ejemplo, el de las turbinas de extracción, el de las grandes turbinas de centrales eléctricas o los de las turbinas de reactores, de agua caliente o de agua a presión, se necesitan cambios de equipo físico relativamente costosos. Aun cuando para los diversos tipos de turbina se necesitan diferentes características de trabajo y resultados de control concretos para la turbina, los costes e inversión de capital asociados a la gran diversidad de equipo físico de control de turbinas de la técnica ya conocida que a este fin se necesita, por supuesto en unión de otros factores, inhibieron en general la comercialización de las turbinas de vapor y de sus controles correspondientes.

El coste de instalación relativamente elevado, característico de los controles de turbina usuales inflexibles, ha limitado también en general el grado y extensión en que pueden incorporarse características funcionales rebuscadas al trabajo de las turbinas; es decir, un mayor progreso en su funcionamiento exige una aplicación cada vez más costosa de equipo físico.

Es objeto principal de la invención un nuevo sistema para hacer funcionar diferentes tipos de turbinas de vapor, con el cual se obtiene la posibilidad económica de llevar dinámicamente al grado óptimo el funcionamiento de las turbinas.

Teniendo en cuenta este objeto, la presente invención reside en un sistema para hacer funcionar una turbina de vapor, que comprende válvulas de vapor para determinar el paso de vapor por lo menos por una de las



secciones de la turbina, caracterizado por unos medios de determinar, con arreglo a una caracterización prefijada, una demanda de posición de las válvulas de vapor necesaria para satisfacer una demanda de entrada hecha para por lo menos una variable de funcionamiento prefijada, puesta bajo control final mediante el accionamiento de dichas válvulas; y por unos medios para controlar dichas válvulas con arreglo a la demanda de posición de las válvulas de vapor determinada.

En general, el sistema incluye de preferencia por lo menos un bucle con retroacción para desarrollar una representación de error entre el valor real y efectivo y un valor de referencia, para la variable prefijada del sistema finalmente controlada. El bucle alimentado por retroacción puede aplicar su representación de error como demanda de entrada para el bucle de acción directa, pero de preferencia el bucle alimentado por retroacción se pone en cascada, en otro punto de unión, con el bucle de control de acción directa, para corregir cualquier error, usualmente secundario, en las determinaciones de acción directa hechas a partir de una demanda de entrada de referencia. La unión de cascada de los bucles proporciona una modificación de la acción directa por multiplicación con una reducida limitación de anchura de banda del sistema de control y con las consiguientes mayor ganancia de trabajo o funcionamiento, y más rápida respuesta en el posicionamiento de las válvulas de vapor y en la activación con vapor de la turbina.

La invención se irá desprendiendo con mayor facilidad de la siguiente descripción de una forma pre-



ferida de ejecución de la misma ilustrada, a mero título de ejemplo, en los dibujos adjuntos, en los cuales:

5 - la figura 1 representa un esquema funcional de una central eléctrica que incluye una turbina de vapor de gran potencia y una caldera de tipo cilíndrico encendida por combustible fósil, así como ciertos dispositivos perceptores y de control, todo lo cual se puede hacer funcionar con arreglo a los principios de la presente invención;

10 - la figura 2 es un esquema funcional de un sistema de control por calculadora numérica programada, que se puede hacer funcionar con la turbina de vapor y sus dispositivos asociados de la fig. 1, con arreglo a los principios del presente invento;

15 - la figura 3 es un esquema de circulación de la lógica de control empleada en parte de un sistema de programación que hace funcionar el sistema de calculadora de la fig. 2 con arreglo a los principios de la presente invención; y

20 - las figuras 4 y 5 ilustran con mayor detalle ciertas partes del esquema de circulación de la lógica de control de la fig. 3.

 Como se indica en la fig. 1, una turbina
10 está provista de un único árbol de salida 14 que mueve
25 un generador 16 de corriente alterna, de gran potencia y de tipo usual, produciendo energía eléctrica trifásica (o de otro número de fases), medida por medio de un detector de potencia 18 de tipo usual. Típicamente, el generador 16 está conectado por medio de uno o más disyuntores por fase, de manera no representada, a un circuito o red de
30



energía eléctrica de gran potencia y, así conectado, hace que la disposición de turbogenerador funcione a velocidad de sincronismo en condiciones de régimen permanente. En condiciones de variación transitoria de la carga eléctrica puede resultar afectada la frecuencia del sistema, de lo que se originarían variaciones correspondientes de la velocidad del turbogenerador. En sincronismo, la contribución de potencia del generador 16 al consumo de la red viene normalmente determinada por el paso de vapor en la turbina, que en este caso se suministra a la turbina 10 a una presión de regulación o estrangulamiento sensiblemente constante.

En este caso, la turbina 10 es del tipo de circulación o flujo axial, de varias etapas, e incluye una sección 20 de alta presión, una sección 22 de media presión y una sección 24 de baja presión. Cada una de estas secciones de turbina puede incluir una pluralidad de etapas de expansión, constituidas por álabes estacionarios y por un rodete de paletas conectado al árbol o eje 14 en interacción con aquellos. En otras aplicaciones, las turbinas que se hacen funcionar con arreglo al presente invento pueden adoptar otras formas, con más o menos secciones conectadas en tandem a un solo eje o acopladas de manera compuesta, a más de un eje.

El vapor de presión de regulación constante para mover la turbina 10 proviene de un sistema generador de vapor 26 dispuesto en forma de caldera de tipo cilíndrico usual, activada por un combustible fósil tal como el gas natural o el carbón pulverizado. Desde un punto de vista generalizado, la presente invención puede aplicarse también



a turbinas de vapor asociadas a otros tipos de sistemas generadores de vapor, tales como el reactor nuclear anteriormente indicado y los sistemas de caldera acuotubulares de pasada única.

5

La turbina 10, en este caso, es del tipo de varias entradas frontales, y el paso de vapor se dirige, por consiguiente, a la caja de vapor de la turbina (no indicada específicamente) por medio de cuatro válvulas de estrangulamiento TV1-TV4 de entrada. En general, las turbinas del tipo de varias entradas y otras de extremidad frontal, tales como el de una sola terminación o el de elevación de barra extrema, pueden traer consigo diferente número y/o disposiciones distintas de válvulas de estrangulamiento.

10

Desde la caja de vapor de admisión, el vapor se dirige a la primera etapa de expansión de la sección de alta presión, por medio de ocho válvulas reguladoras de entrada GV1-GV8, dispuestas para suministrar vapor a unas entradas repartidas en arco en torno a la envolvente de alta presión de la turbina, constituyendo una disposición de válvulas reguladoras en cierto modo típica para grandes turbinas de combustible fósil. Las turbinas nucleares, en cambio, podrían utilizar, típicamente, solo cuatro válvulas reguladoras.

15

20

25

30

Durante el arranque, las válvulas reguladoras GV1-GV8, típicamente, están todas completamente abiertas, y el control de paso del vapor viene proporcionado por el funcionamiento de las válvulas de estrangulamiento a pleno arco. En algún punto del proceso de arranque, se transfiere el control de las válvulas de estrangulamiento (control a pleno arco) a las válvulas reguladoras (control



de arco parcial), a causa de las pérdidas de energía en es-
trangulamiento y/o de las posibilidades de control por -
estrangulamiento. Al efectuarse este traspaso o transferen-
cia, las válvulas de estrangulamiento TV1-TV4 están com-
pletamente abiertas, y las reguladoras GV1-GV8 se hacen
funcionar individualmente, en una secuencia prefijadas y
usualmente encaminada a lograr un equilibrio térmico en el
rotor y una reducción de esfuerzos en las paletas del rotor
al tiempo que se produce la velocidad deseada en la tur-
bina y/o el nivel conveniente de la carga de trabajo. Por
ejemplo, en un modo de control tipo por válvulas regulado-
ras, pueden estar inicialmente cerradas las válvulas regu-
ladoras GV5 a GV8 inclusive mientras se hacen funcionar
de vez en cuando conjuntamente las válvulas reguladoras
GV1 a GV4 inclusive hasta llevarlas a unas posiciones de-
finidas que den los pasos de vapor convenientes y correspon-
dientes hasta un total deseado. Después de haber llegado
las válvulas de regulador GV1-GV4 al final de su intervalo
de control, esto es, cuando están completamente abiertas,
o bien a cierto punto de solape antes de alcanzar su po-
sición de completamente abiertas, se ponen en funciona-
miento sucesivamente las restantes válvulas reguladoras
GV5-GV8, en su orden numérico, para continuar teniendo el
control del paso de vapor a mayores niveles de paso o gas
to de vapor. Esta secuencia de funcionamiento de las vál-
vulas reguladoras se basa en la suposición de que las en-
tradas controladas por válvula reguladora están reparti-
das en arco en torno a la completa periferia de 360° de
la envolvente de alta presión de la turbina, y de que es-
tán consecutivamente numeradas en torno a la periferia, de



manera que las entradas correspondientes a las válvulas reguladoras GV1 y GV8 están , en arco, contiguas entre sí.

5 El método preferido de puesta en marcha de la turbina consiste en (1) aumentar la velocidad de la turbina, desde la que le da el mecanismo de arranque (aproximadamente 2 rpm) a alrededor del 80% de la velocidad de sincronismo, bajo el control de las válvulas de estrangulamiento, y luego (2) trasladar el control a las válvulas reguladoras y aumentar la velocidad de la turbina hasta el
10 valor de sincronismo, cerrar los disyuntores del sistema eléctrico y satisfacer la demanda de carga. En la parada intervienen etapas semejantes pero en orden inverso. Es posible emplear otros métodos de traspaso en la práctica, pero no es probable que el traspaso se haga nunca en un
15 punto de carga superior al 40% de la nominal, por consideraciones de eficacia del estrangulamiento.

Una vez que el vapor ha discurrido, pasando por el sistema de álabes de impulsión de la primera etapa, hasta los álabes de reacción de la última etapa de
20 la sección de alta presión, se dirige a un sistema recalentador 28 asociado a la caldera 26. En la práctica, el sistema recalentador 28 podría típicamente incluir un par de recalentadores conectados en paralelo y acoplados a la caldera 26 en relación de transmisión de calor, indicados por el carácter de referencia 29 y asociados a lados
25 opuestos de la envolvente de la turbina.

Con un nivel de entalpía acrecido , el vapor recalentado pasa desde el sistema recalentador 28 por la sección de media presión 22 de la turbina y la sección
30 de baja presión 24 de la turbina. Desde esta última, el



vapor gastado se evacúa a un condensador 32, desde el cual se dirige el paso de agua de nuevo a la caldera 26, de un modo no indicado en el dibujo.

5 Para controlar el paso del vapor recalentado, hay un sistema de válvula de cierre SV que incluye una o más válvulas de retención y que normalmente está abierto, cerrándose tan sólo para impedir el retroceso del vapor, o proteger contra embalamientos de la turbina. En el trayecto de paso del vapor recalentado se halla dis-

10 puesto también un sistema de válvulas de interceptación IV que incluye una pluralidad de válvulas (de las cuales sólo se representa una), que en este caso está normalmente abier-

15 to y funciona en toda una gama de control de posicionamiento dando modulación de reducción o "cutback" del paso de vapor recalentado, en condiciones de exceso de velocidad de la turbina.

En el sistema generador de vapor del tipo de caldera cilíndrica con combustible fósil, el sistema de control de la caldera funciona de manera que la presión de estrangulamiento de vapor se mantiene esencialmente constante. En la presente descripción se supone, por tanto, co-

20 mo antes se ha dicho, que la presión de estrangulamiento es una variable controlada exteriormente, en la que puede basarse el funcionamiento de la turbina. Un detector 38 de

25 presión de estrangulamiento, de modelo usual adecuado, mide la presión de estrangulamiento dando la seguridad de que dicha presión es sensiblemente constante y, si así conviene como función de control dominante del sistema protector de la calculadora programada, es posible dirigir la acción

30 de control de la turbina al control de presión de estrangulamiento.



lamiento, así como, o en lugar del control de velocidad y/o de carga, si la presión de estrangulamiento cae fuera de límites prefijados y obligatorios de seguridad y protección contra condensación en la turbina.

5 En general, la potencia o carga de régimen permanente desarrollada por una turbina de vapor alimentada con vapor de temperatura de estrangulamiento esencialmente constante se determina así:

Ecuación (1): Potencia o carga =

10

$$K_P \frac{P_i}{P_0} = K_F S_F$$

donde: P_i = presión de impulsión de primera etapa

P_0 = presión de estrangulamiento

K_P = constante de proporcionalidad

15 S_F = paso o gasto de vapor

K_F = constante de proporcionalidad.

20 Cuando la presión de estrangulamiento se mantiene sustancialmente constante mediante control exterior, como en el presente caso, la carga de la turbina resulta así proporcional a la presión de impulsión P_i de la primera etapa.

La relación P_i/P_0 puede usarse con fines de control, por ejemplo, para obtener un mejor control anticipatorio de P_i (es decir, de la carga de la turbina) al experimentar la presión de estrangulamiento P_0 , controlada por la cal-

25 dera, alguna variación dentro de los valores límite protectores que la obligan. Ahora bien, en el presente caso se prefiere utilizar la presión de impulsión P_i para la señal de retroacción trabajando con control de carga como se describe más adelante con mayor detalle, empleándose un

30 detector de presión 40 de tipo usual para determinar la



presión P_i para el uso de control previsto.

Dentro de su amplio campo de aplicación, la invención puede también aplicarse en reactores nucleares, y en otros caso en los que intervengan sistemas generadores de vapor que produzcan vapor sin tener en el generador de vapor un control relativamente estrecho sobre la constancia de la presión de estrangulamiento de la turbina. En tales casos, la filosofía del funcionamiento y el control de la turbina se realiza en la forma preferida y hecha a la medida del tipo de instalación y de turbina en cuestión. En los casos de un suministro de presión de estrangulamiento sin regular, el funcionamiento y manejo de la turbina puede dirigirse en primer grado de prioridad al control o limitación de la presión de estrangulamiento, y en menor grado prioritario al control de la carga y/o la velocidad de la turbina.

Para las cuatro válvulas de estrangulamiento TV1-TV4 se dispone de unos activadores respectivos, hidráulicamente accionados, indicados por el número de referencia 42. De igual modo, hay unos activadores de válvula reguladora hidráulicamente accionados, indicados con el número 44, para las ocho válvulas reguladoras respectivas GV1-GV8. También se prevén, para las válvulas de cierre y de interceptación, SV e IV, del vapor recalentado, unos activadores hidráulicamente accionados, e indicados por los números 46 y 48. Un suministro de fluido de alta presión 50, puesto en secuencia y vigilado por una calculadora, proporciona el fluido de control para hacer funcionar los activadores de las válvulas TV1-TV4, GV1-GV8, SV e IV. Para las necesidades de lubricación de la instala-



lación y la turbina se dispone por separado de un sistema de aceite lubricante (no representado), fiscalizado por calculadora.

5 Los respectivos activadores 42, 44, 46 y 48
son de construcción usual, y los activadores 42 y 44 de
las válvulas de entrada, y en este ejemplo los activadores
48 de la válvula de interceptación, se hacen funcionar por
medio de mandos de posición estabilizadores respectivos,
10 indicados con los números de referencia 50, 52 y 56. Los
controles de posición incluyen cada uno un regulador ana-
lógico usual (no indicado) que mueve de manera ya conocida
una servoválvula de activador de tipo apropiado, también
conocido (que tampoco se indica en el dibujo). Los acti-
vadores 46 de las válvulas de cierre de vapor recalentado
15 están controlados a mano o por calculadora de manera que
se hallan completamente abiertos, a menos que el funciona-
miento de un sistema de disparo de tipo usual, o de otro
tipo, los haga cerrarse y detener el paso del vapor recalen-
tado.

20 Como la potencia de la turbina es proporcio-
nal al gasto de vapor, en las condiciones de control supues-
tas de presión de estrangulamiento de vapor esencialmente
constante, la posición del sistema de válvulas de vapor
está controlada de manera que se obtiene control sobre el
25 paso de vapor como variable intermedia, y sobre la veloci-
dad y/o la carga de la turbina como variables finales con-
troladas (u objeto de control final). El funcionamiento de
los activadores da la posición de las válvulas de vapor,
disponiéndose de unos detectores respectivos de posición
30 de válvula PDT1 a PDT4 inclusive, PDG1 a PDG8 inclusive,



y PDI, para generar unas señales respectivas de retroacción de posición de válvula que den señales de error de posición a aplicar a los respectivos controles de posición 50, 52 y 56. Uno o más perceptores de contacto CSS proporcionan datos de estados o situación de la válvula de cierre 5 SV. Los detectores de posición están dispuestos en forma usual adecuada; por ejemplo, pueden hacer uso, como de costumbre, de un dispositivo de transformador diferencial lineal variable para generar señales de retroacción de posición negativas a sumar algébricamente con las respectivas señales SP de punto de ajuste de posición, desarrollando así las correspondientes señales de entrada de error de posición. Como tipo, se dispondría de un funcionamiento controlado en posición de la válvula de interceptación IV tan 10 solo cuando hubiera necesidades de reducción del gasto de vapor de recalentamiento.

Los dispositivos combinados de control de posición, activador hidráulico, elemento detector de la posición de las válvulas y otros varios (no representados) 20 constituyen un bucle o circuito de control de posición de válvula de tipo analógico electrohidráulico, para cada válvula de entrada de vapor, sea de estrangulamiento o reguladora. Los puntos de ajuste de posición SP vienen determinados por calculadora y suministrados a los bucles locales respectivos, y actualizados periódicamente. Los puntos de ajuste SP son también de calculadora para el control de las válvulas de interceptación. En la mencionada comunicación de Birnbaum y Noyes se facilita una descripción general más completa de los sistemas de suministro de 25 fluido hidráulico y de posicionamiento electrohidráulico



de válvulas de vapor, para el accionamiento de las válvulas.

En el presente caso, se prefiere el control de posición de tipo analógico electrohidráulico de bucle local, principalmente a causa de los efectos combinados de las posibilidades de control que ofrece la velocidad de trabajo de las calculadoras, y de la economía de equipo físico de las calculadoras; es decir, el coste de los controles analógicos de apoyo de tipo manual es menor que con el empleo de calculadoras de apoyo, a las presentes velocidades de trabajo de las calculadoras de control, para las particulares aplicaciones hasta aquí desarrolladas. Ahora bien, para en breve se espera disponer de mejores posibilidades de economía y de velocidad de trabajo en las calculadoras de control de apoyo, y se preferirá entonces el control director por calculadora numérica de los activadores de válvula hidráulicos, en lugar del control numérico de los reguladores analógicos locales, aquí descrito.

Se prevé un detector de velocidad 58 para determinar la velocidad del eje de la turbina, con fines de control de la velocidad y de control de participación de la frecuencia. El detector de velocidad 58 puede estar realizado, por ejemplo, en forma de captador de reluctancia (no representado) magnéticamente acoplado a una rueda ranurada (tampoco indicada en el dibujo) que haya en el eje 14 del turbogenerador. Las señales analógicas y/o de impulsos producidas por el detector de velocidad 58, el detector de potencia 18, los detectores de presión 38 y 40, los detectores de posición de válvulas PDT1-PDT4, PDG1-PDG8 y PDI, el o los contactos de estado CSS y otros

17.5.69



dispositivos perceptores y contactos de estado no representados en los dibujos, se emplean en el funcionamiento por calculadora programada de la turbina 10 para diversos fines, entre los que se incluyen el de hacer funcionar la turbina a base de tiempo real en línea, y los de vigilancia, establecimiento de secuencias, fiscalización, alarma, presentación y registro.

Como se ilustra en la fig. 2, para hacer funcionar la turbina 10 con mejores características de trabajo se prevé un sistema de control 60 por calculadora numérica programada. Puede incluir un equipo físico usual en forma de ordenador central 62 y sus enlaces de entrada/salida asociados, tal como el puesto en el mercado por la Westinghouse Electric Corporation bajo la denominación registrada de Prodac 50 (P50). En otros casos, tales como aquél en que la turbina 10 y otras unidades de equipo de la instalación, como el sistema generador de vapor 26, están colocadas todas bajo control de calculadora, se puede hacer uso de un sistema de calculadoramayor, tal como el Prodac 250 de la Westinghouse Electric Corporation o bien puede emplearse por separado unas calculadoras tales como la P50 para las respectivas unidades de la instalación controladas. En este último caso, se logra una interacción del tratamiento de control uniendo entre sí las calculadoras independientes, por medio de enlaces de datos y/o por otros medios.

En general, la máquina P250 usa típicamente una memoria de núcleos magnéticos integrada de 16.000 vocablos de 16 bitios más el de paridad), con un tiempo de ciclo de 900 nanosegundos (900 ns), una memoria exterior



de núcleos magnéticos de 12.000 vocablos o más (de 16 bitios más el de paridad) con un tiempo de ciclo de 1,1 microsegundos, y una memoria grande de disco, de acceso aleatorio, de 375.000 vocablos o más (de 16 bitios más el de paridad). El ordenador P50, típicamente, hace uso de una memoria integrada de núcleos magnéticos de 12.000 vocablos (de 14 bitios), con un tiempo de ciclo de 4,5 microsegundos.

El equipo de comunicación o enlace para el ordenador de calculadora 62 incluye un sistema de entrada usual 64 de cierre de contactos, que explora señales de contacto u otras semejantes que representen el estado de diversas condiciones de la instalación y del equipo. Estos contactos incluyen el o los de la válvula de cierre CSS, y están por lo demás indicados en general con el número de referencia 66. Los contactos de estado podrían ser, típicamente, contactos de unos relés de inmersión en mercurio (no representados) que se hacen funcionar por medio de unos circuitos de excitación (tampoco representados), capaces de percibir las condiciones prefijadas asociadas a los diversos dispositivos del sistema. Se usan datos de contacto de estado en funciones lógicas de enclavamiento en programas de control u otros, funciones de sistemas de alarma y protección, vigilancia y registro de programa y registros de demanda, funciones de control 68 de ejecución por calculadora y fiscalización manual, etc.

El sistema de entrada 64 de cierre de contactos acepta también señales numéricas de referencia de carga, indicadas por el número 70. La referencia de carga 70 puede sea ajustarse a mano, sea suministrarse automática-



mente como por medio de una calculadora económica de despacho (no representada). Cuando se trabaja en el modo de control de carga, la referencia de carga 70 define el nivel de generación de potencia (megavatios) deseado, y el sistema de control 60 por calculadora hace funcionar la turbina para que suministre la demanda de generación de potencia.

En el enlace o comunicación de entrada viene proporcionado asimismo por un sistema analógico de entrada 72 de tipo usual, que examina o muestrea las señales analógicas procedentes de la instalación 12 a una velocidad o frecuencia prefijada, tal como la de quince puntos por segundo, por cada entrada de canal analógico, y convierte las muestras de señal en valores numéricos para su introducción en la calculadora. Las señales analógicas son generadas por el detector 40 de presión de impulsión, el detector 18 de potencia, los detectores de posición de válvula PDI, PDTI-PDT4 y PDGI-PDG8, y otros varios perceptores analógicos 74 tales como el detector 38 de presión de estrangulamiento (no representado específicamente en la fig. 2), diversos detectores de gasto de vapor, diversos detectores de temperatura del vapor, varios detectores de temperatura de trabajo del equipo, unos detectores de presión y temperatura del hidrógeno refrigerante del generador, etc. Un sistema usual 76 de entrada de impulsos proporciona, para su introducción a la calculadora, unas señales de detector del tipo de impulsos tales como las generadas por el detector de velocidad 58. Las señales de calculadora correspondientes a las señales de entrada analógicas y de impulsos se usan en las funciones de protección de la ejecución del programa de control y en las



de sistema de alarma, registro de programación y de demanda, etc.

Los dispositivos de entrada y salida de información se ocupan de dar entrada y salida en la calculadora a la información codificada y no codificada. Entre estos dispositivos se incluye un sistema usual de lectura y escritura 78 por cinta, que se utiliza para diversos fines, entre ellos, por ejemplo, la introducción del programa en la memoria central de núcleos del ordenador. También se dispone de un sistema de teletipo 80, que se utiliza a los fines de, por ejemplo efectuar registros escritos, como se indica por medio del número de referencia 82.

Hay un sistema usual de interrupción 84 provisto de equipo físico y circuitos apropiados para controlar la transferencia de información de entrada y salida entre el ordenador 62 y el equipo de entrada/salida, más lento. Así, al ordenador 62 se le aplica una señal de interrupción cuando haya una entrada dispuesta para su introducción, o bien cuando se haya terminado una transferencia de salida. En general, el ordenador central 62 actúa en las interrupciones con arreglo a un programa ejecutivo de tipo usual. En algunos casos se acusa recibo de determinadas interrupciones en particular y se opera sobre ellas sin limitaciones de prioridad ejecutivas.

El enlace de salida para la calculadora se habilita por medio de un sistema de salida usual 86 de cierre de contactos, que opera en combinación con un sistema analógico de salida 88 también de tipo usual, y con un sistema de salida 90 de control de la posición de las



válvulas. Al sistema de salida de control de la posición de las válvulas va acoplado un control manual 92 capaz de funcionar con aquél dando control manual a la turbina durante los períodos de parada de la calculadora, y otros deseados.

5

Ciertas salidas numéricas de la calculadora se aplican directamente para efectuar acciones de control gobernadas por contactos y determinadas por el programa, de un equipo que incluye los sistemas de lubricación y de fluido de activación de las válvulas de alta presión, como los indicados por el número de referencia 87, los dispositivos de alarma 84 tales como zumbadores e indicadores visuales, y otros dispositivos y sistemas auxiliares prefijados 96 de la instalación, como el sistema de hidrógeno refrigerante del generador. Las salidas de información numérica para la calculadora se aplican igualmente de modo directo al sistema 80 de teletipo y de máquina de escribir de cinta y a los dispositivos de presentación 98.

10

15

20

25

30

Otras señales numéricas de salida de la calculadora se convierten primero en analógicas, mediante el funcionamiento del sistema analógico de salida 88 y del sistema de salida 90 de control de posición de las válvulas. Las señales analógicas se aplican luego a los sistemas y dispositivos auxiliares 96, los sistemas de lubricación y fluido 87 y las válvulas de control 50, 52 y 56, para efectuar acciones de control determinadas por el programa. Las respectivas señales aplicadas a los controles 50, 52 y 56 de las válvulas de vapor son las de punto de ajuste de posición SP de las válvulas, a las



que ya antes se ha hecho referencia. El cálculo del punto de ajuste de posición para los controles de válvula de interceptación 56 sólo se necesitaría, típicamente, cuando se fueran a separar las válvulas de interceptación IV desde la posición de completamente abiertas, para reducir el paso de vapor recalentado modulado.

Para hacer funcionar el sistema de calculadora 60 se emplea un sistema de programación de control de turbinas de vapor. Incluye éste unos programas de control y afines, así como ciertos programas de gobierno interior de tipo usual, encaminados al control interior del funcionamiento del propio sistema de cálculo. Entre estos últimos se incluyen los siguientes:

(1) Programa ejecutivo de prioridad:

Regula el uso de los circuitos del ordenador. En general, lo hace a base de una clasificación, por orden de prioridad, de la totalidad de los programas de control y de gobierno interior, y algunos de los diversos géneros de interrupción. El programa o la rutina de interrupción de máxima prioridad se determina y deja correr cuando se vaya a efectuar un cambio en las interrupciones programadas que se estén ejecutando. Algunas rutinas de interrupción corren exteriormente a la estructura de prioridad ya mencionada, en especial cuando intervengan razones de seguridad y/o de protección de un equipo costoso.

(2) Exploración analógica:

Ejecución periódica para la introducción de determinadas entradas analógicas que hayan sido convertidas por el sistema 72 analógico de entrada (o de en-



tradas analógicas) y guardadas en el registro separador-regulador del sistema analógico de entrada.

(3) Exploración de contactos de estado:

5 Ejecución periódica para la introducción de unas entradas de contacto de estado prefijadas.

(4) Programa de introducción de programadores:

10 La ejecución de una demanda permite al operador de la calculadora introducir información en la memoria de la calculadora.

(5) Rutina de diagnóstico:

Ejecutada al producirse una interrupción por mal funcionamiento del sistema de calculadora.

15 El control del sistema de programación y los programas afines incluyen lo siguiente:

(1) Registro o anotación de datos:

Ejecución periódica o a demanda, para tener la salida escrita de determinados sucesos o acontecimientos, y valores paramétricos.

20 (2) Alarma o aviso:

25 Ejecución de interrupciones periódicas y de tratamiento, para hacer funcionar los dispositivos de aviso 94 y otros dispositivos del sistema, y para fiscalizar y/o poner fuera de servicio los programas de posicionamiento de válvulas y otros de control.

(3) Presentación:

Ejecución periódica y a demanda para la presentación visual (alfanumérica o gráfica) de determinados valores paramétricos y/o tendencias.

30 (4) Programa de fluido de válvulas de alta



presión:

Ejecución periódica para el control fiscalizador.

(5) Programa del sistema de lubricación:

5 Ejecución periódica para el control fiscalizador.

(6) Programas de dispositivos y sistemas auxiliares:

10 Ejecución periódica para el control fiscalizador.

(7) Programa de control de posición de las válvulas de vapor, reguladoras y de estrangulamiento:

Ejecución periódica con fines de control.

15 (8) Programa de control de posición de las válvulas interceptadoras:

Ejecución periódica durante y después de una demanda de alarma por embalamiento.

(9) Programa de válvulas de cierre:

20 Registra el funcionamiento de las válvulas de cierre y, si así conviene, puede emplearse para hacer funcionar o disparar las válvulas de cierre en determinadas condiciones.

25 La presente invención implica de modo primario el funcionamiento del programa de control de posición de las válvulas de vapor, reguladoras y por estrangulamiento, y por ello la descripción que sigue de un sistema de programación concreto y específico se limitará al mismo. Se hace referencia a las figs. 3 a 5 inclusive, donde se dan unos esquemas de circulación que incluyen ciertos algoritmos como representación del contenido lógico fundamen-

30

17.5.69



tal del programa de control de posición de las válvulas de vapor, reguladoras y de estrangulamiento. Los programas reales introducidos en el sistema de calculadora 60 están codificados en lenguaje de máquina partiendo de esquemas de circulación más detallados, que se derivan a su vez de los que se dan en las figuras.

Antes de la puesta en marcha, la turbina 10 es movida por motor a la velocidad del mecanismo de arranque, de unas 2 rpm, para reducir al mínimo el par de arranque o de "desprendimiento" y mantener la rectitud del eje. Para poner en marcha la turbina 10, se aplica una señal de arranque a la calculadora 62, por ejemplo, por accionamiento del control manual 68. La puesta en marcha en sus diversas etapas es permitida por la puesta en acción del sistema de programación si se satisfacen los condicionamientos lógicos prefijados de enclavamiento, incluidos, por ejemplo, los de que el sistema generador de vapor funcione normalmente, la presión de estrangulamiento de vapor esté al valor requerido, los accionadores estén abiertos, las válvulas de vapor de la turbina en las posiciones iniciales, el sistema de fluido de alta presión en funcionamiento normal, etc.

Satisfechos estos condicionamientos de arranque, se pone en ejecución periódica el programa de control de posición de las válvulas de vapor, reguladoras y de estrangulamiento, indicado con el número 98 en la fig. 3, a razón, por ejemplo, de una vez por segundo, para desarrollar acciones de posicionamiento de las válvulas de vapor, encaminadas primero a llevar la turbina 10 a la velocidad de sincronismo y controlar luego la

26



carga de la turbina. Como se indica por medio del recuadro 100, el error ΔS de retroacción de velocidad de la turbina se determina primero mediante diferenciación de la velocidad de referencia w_R y la velocidad efectiva w_S de la turbina. En este caso, la referencia de velocidad w_R viene determinada por una curva o rampa de velocidad de turbina en función del tiempo, almacenada en la calculadora, para el arranque (o la parada), que aproximadamente da la variación de la velocidad de la turbina dentro de unos límites dinámicos prefijados. La referencia de velocidad puede determinarse y usarse, con un margen de previsión como única caracterización dinámica limitativa durante el arranque o la parada, como en los controles analógicos usuales. Ahora bien, se prefiere emplear una caracterización dinámica de arranque y parada más extensa y más eficaz, como la que se describirá más adelante con mayor detalle.

En la presente solicitud, el control de la velocidad de la turbina dentro de amplios límites, con descenso de la carga durante la puesta en marcha y la parada, implica la puesta en acción de un bucle de control de retroacción. Así, como se ilustra en el recuadro 102, se efectúa una determinación de la corrección d_S de velocidad de la turbina, partiendo del producto del error de velocidad ΔS por una determinada ganancia de bucle g , correspondiente a la regulación de velocidad deseada para el sistema. La regulación de velocidad g podría ser, por ejemplo, de 3%; esto es, el 3% de exceso de velocidad a plena carga de la turbina da por resultado que se cierren por completo las válvulas de vapor de la

17.5.69



5 turbina. La expresión numérica de la corrección de veloci-
 dad d_s , pues, está en forma de tanto por ciento, para
 facilitar la calibración de multiplicación en el bucle de
 control de carga de la turbina que luego se describirá. En
 efecto, la ganancia g impone una caracterización dinámica
 al bucle de control de retroacción de la velocidad de la
 turbina.

10 Con el control de la calculadora 60 en el
 modo de operación de arranque, el recuadro o bloque 104
 de programa dirige la ejecución del programa al bloque 106,
 que determina la demanda de posicionamiento D_s de las vál-
 vulas de vapor para la velocidad total, de acuerdo con
 las caracterizaciones estáticas y dinámicas programadas.
 Como se ilustra más concretamente en la fig. 5, de pre-
 15 ferencia se determina primero la demanda de posicionamien-
 to de válvulas D_{SM} para la máxima variación de velocidad
 permitida, para impedir una acción de control del paso de
 vapor en la turbina, dirigida a una excesiva variación
 del gasto de vapor o una excesiva variación de la entalpía
 20 de vapor de entrada, que haría que la turbina 10 sobrepasa-
 sara ciertos límites dinámicos basados en fatiga térmica,
 carga centrífuga y/u otras consideraciones. La demanda
 D_{SM} de posicionamiento de válvulas para la máxima varia-
 ción de velocidad de la turbina actúa enefecto como lí-
 25 mite del índice de variación de velocidad de la turbina,
 y como tal es aplicada en forma de limitación dinámica,
 como se indica en el bloque 110, a la demanda $D_s(n)$ aho-
 ra determinada con arreglo a una función adecuada $f[d_s(n)]$
 que caracteriza estáticamente la demanda total D_s en fun-
 30 ción de la corrección de velocidad d_s . Al aplicar esta



acción de límite al régimen de variación de la velocidad de la turbina, la demanda limitadora D_{SM} actúa efectivamente como una compensación de retroacción sobre la rampa o referencia de velocidad w_R que implica una limitación dinámica en sentido directo, pero sólo aproximada.

Si la demanda permitida D_{SM} es un valor numérico variable, y la demanda total $D_S(n)$ es mayor o igual que la permitida D_{SM} , la caracterización dinámica está dispuesta para hacer que D_S sea igual a D_{SM} , como se indica con el número 112. Si $D_S(n)$ es menor que D_{SM} y el bloque 114 no aplica un pleno control optimizador a la turbina, se acepta D_S como igual a la determinación $f[d_S(n)]$ presente en un momento dado, como se indica con el bloque 116. Ahora bien, D_{SM} no tiene que ser forzosamente una cantidad numérica variable, y en este caso, de preferencia, o deja que vaya ascendiendo w_R o bien inhabilita esta variación ascendente cuando vaya a imponerse una limitación a la variación de velocidad. El movimiento de las válvulas de vapor viene entonces determinado por el error de velocidad basado en un valor de referencia de velocidad fijo, hasta que desaparezca la acción restrictiva o limitativa. En efecto, la igualdad de D_{SM} con D_S en el bloque o recuadro 112 significa que D_S es igual a $f[d_S(n)]$, con el valor de referencia w_R mantenido constante.

Para la descripción del presente invento no se necesita describir detalladamente la lógica de caracterización dinámica empleable en el bloque 108 de máxima demanda de velocidad de la turbina. Se hace referencia en este caso a la solicitud de patente Nº 366.098, donde



se describe un sistema de control de aceleración y carga de turbina, con el que se logra una limitación en grado esencialmente óptimo de la velocidad de la turbina, del tipo preferido para la práctica de la presente invención.

5 Entre otros enfoques encaminados a aplicar una limitación dinámica al régimen de variación de la velocidad de la turbina, la acción limitadora puede aplicarse, si bien menos deseablemente, al régimen o velocidad a la cual se ejecutan las demandas de posición de las válvulas
10 de vapor, determinadas por la calculadora, para satisfacer la demanda en cuanto a la variable finalmente controlada, esto es, la velocidad de la turbina en este caso. Así, en lugar de limitarse el nivel D_S de la demanda de posición de las válvulas, es posible limitar la ganancia del
15 bucle de control de posicionamiento por limitación directa de la velocidad a la cual se mueven las válvulas de vapor. En ambos casos, se aplica un límite a la velocidad o índice de variación de la entalpía de vapor de entrada, o gastos de vapor, y a su vez a la velocidad a que puede
20 variar la temperatura del vapor en la cámara de impulsión. Como se suele necesitar que la velocidad de variación de la temperatura del vapor en la cámara de impulsión sea limitada, esta limitación tiene por efecto determinar el régimen límite de variación de la velocidad de la turbina.

25 En el caso general, y cuando $D_S(n)$ no esté limitada por D_{SM} , D_S puede hacerse igual a una variable D_{OS} de demanda, que varía con el tiempo, determinada a partir de un modelo termodinámico optimizador de turbina, como se indica mediante el recuadro 114 a petición del
30 bloque o recuadro 113; esto es, una caracterización diná-



5 mica que finalmente define la demanda D_{OG} de velocidad de la turbina en función del tiempo de una manera que da por resultado la respuesta más rápida posible de activación con vapor de la turbina al nivel de demanda requerido, correspondiente a $f[\bar{d}_g(n)]$, dentro de la limitación impuesta a la máxima demanda de velocidad. La respuesta transitoria de posicionamiento de las válvulas de vapor de la turbina podría así exigir un hiperaccionamiento de las válvulas de vapor y el sucesivo retorno a la posición correcta de régimen permanente de las válvulas, para lograr la más rápida respuesta de corrección de velocidad admisible en la turbina. Este hiperaccionamiento sería en exceso respecto al breve sobreimpulso que puede hacerse intervenir, y de preferencia así se hace, en la rápida respuesta de posicionamiento de las válvulas al pasar a un punto de ajuste de posición distinto o modificado. Cuando se emplea el bloque o recuadro 114, éste tiene por efecto aplicar cantidades adicionales controladas de ganancia al bucle de retroacción de velocidad, en la acción de desarrollar señales de salida de calculadora que tienen por finalidad situar las válvulas en posición de manera óptima.

15 En el caso presente no se necesita por lo general el pleno control de optimización en la operación de puesta en marcha y parada de la turbina, porque la mayor parte de la vida útil de trabajo de la turbina en su utilización eléctrica se invierte o desarrolla a la velocidad de sincronismo, y porque de todos modos no se logra normalmente apenas o ninguna mejora, a consecuencia del hecho de que la demanda total $D_g(n)$ casi siempre es igual o superior a la de limitación dinámica D_{SM} duran

20
25
30
17.5. 69



te el arranque y la parada; esto es , en el caso preferido la función ascendente de w_R experimenta cortes y reactivaciones frecuentes, y por lo tanto se logra un funcionamiento dinámico esencialmente óptimo, en especial, si se emplea el tipo de control de la patente arriba citada. El bloque interrogativo 113 y el optimizador 114, por consiguiente, o se suprimen del programa 98 de control de posición de las válvulas de vapor , reguladoras y de estrangulamiento, o bien se trata el bloque 114 como potencialmente utilizable con un desarrollo de programa adecuado, a petición del usuario.

En otras aplicaciones de control de turbinas, tales como aquella en la que se regula continuamente la velocidad, como variable finalmente controlada del sistema de turbina, bien puede ser conveniente y preferido el pleno control de optimización dinámica de la velocidad de la turbina. Así, principalmente en relación con estas aplicaciones alternativas, es por lo que se describe la plena optimización dinámica en combinación con el sistema de control 60 de turbina de una gran central eléctrica. En tales variantes o casos alternativos, puede actuarse directamente sobre el error de la variable finalmente controlada (por ejemplo, el error de velocidad ΔS), por medio de un modelo que proporciona caracterizaciones estáticas y dinámicas de optimización semejantes a las que más adelante se describen en relación con la operación de control de carga de la turbina 10 sujeta a limitación de la máxima demanda que se puede imponer sobre la variable controlada. En las aplicaciones de turbinas compuestas ("compound"), es digno de mención que el proyecto mecánico del



del sistema se hace normalmente de tal modo que el control de la velocidad del eje primario de la turbina da necesariamente por resultado la velocidad de trabajo conveniente para los demás ejes.

5 Después de determinado que la demanda total D_S de posición de las válvulas de velocidad de la turbina sea igual a $f[d_S(n)]$, con o sin limitación de rampa o pendiente, se hace la determinación de si se va a efectuar o no un cambio de uno a otro de los modos de pleno arco y
10 de arco parcial del control de las válvulas de vapor, como se indica con el recuadro o bloque 118 en la fig. 3. En el modo de control de arranque, el cambio o traslado se hace de preferencia pasando de control de estrangulamiento a control de regulación cuando la entrada del detector de velocidad de la turbina pone de manifiesto que la ve-
15 locidad del eje es ya del 80% del valor síncrono (en este caso, de 2880 rpm). Al parar, el cambio se hace generalmente pasando de control por regulador a control de estrangulamiento, al decelerarse la turbina pasando por el
20 nivel de velocidad del 80%.

Antes de cambiar de modo o de válvulas durante el arranque, se determina en el bloque 119 la demanda de posición DTV para cada válvula de estrangulamiento, partiendo de la demanda total D_S , con arreglo a
25 una caracterización estática para esa válvula, que define su nivel de demanda de posición en función del nivel de demanda total de posición de las válvulas (D_S), como sigue:

$$\text{Ecuación (2)} \quad DTV(x) = f_{(x)}(D_S),$$

30 en la que: $x = 1...4$.

26 MAY



5 En el caso de las válvulas de estrangulamiento TV1-TV4,
las cuatro caracterizaciones estáticas de las válvulas
están relacionadas entre sí de tal modo que el valor de
la demanda total D_g es siempre igual a la suma de las de-
mandas individuales de las válvulas de estrangulamiento,
10 esto es, a $DTV1$ más $DTV2$ más $DTV3$ más $DTV4$. Las caracte-
rificaciones de nivel de demanda podrían ser, por ejemplo,
sencillas funciones en línea recta que hicieran que la
demanda total D_g estuviera siempre satisfecha por cua-
tro valores iguales de demanda de posición de las válvu-
las de estrangulamiento individuales.

15 Después de determinada la demanda de posi-
ción para las válvulas de estrangulamiento TV1 a TV4 in-
clusive, se calcula la ganancia para el correspondiente
control 50 de posición de las válvulas de estrangulamien-
to, si el bucle de control está en el control de ganancia
del bucle de posición, determinado por el bloque 120. Así,
si la respuesta deseada a un error de posición es la de que
se ajusta a un sobreimpulso de posición de válvula del
20 10%, como antes se ha considerado, puede obtenerse esa
respuesta de modo persistente u homogéneo sólo si la ga-
nancia del bucle analógico local de posicionamiento de
las válvulas de vapor se hace variar con arreglo a la mag-
nitud del error de posición de la válvula. Por consiguien-
te, el error de posición de cada válvula de estrangula-
25 miento TV1-TV4 se determina del siguiente modo:

$$\text{Ecuación (3)} \quad TPE(x) = TSP(x) + DTV(x) - PDT(x),$$

donde: TPE = error de posición de la válvula de estran-
gulamiento;

30 TSP = posición actual del punto de ajuste de vál-



vula de estrangulamiento;

DTV = variación del punto de ajuste de la válvula de estrangulamiento;

PDT = posición real detectada, de la válvula de estrangulamiento;

5

$x = 1...4.$

Partiendo del error de posición, la ganancia del bucle de posicionamiento se determina, para cada válvula de estrangulamiento, del siguiente modo:

10

Ecuación (4): $G_p(x) = f[\text{TPE}(x)]$

en la que: G_p = ganancia del bucle de posicionamiento;

$x = 1...4.$

15

En el caso más sencillo, $f[\text{TPE}(x)]$ es constante para cada bucle de control de posición de válvula de estrangulamiento; es decir, no se obtiene control de ganancia del bucle de posicionamiento. En otros casos, pueden invocarse

20

no más de dos o tres valores de ganancia en cada bucle de control de válvula, según los diferentes intervalos respectivos de variación del error de posición TPE. En

25

la aplicación más rebuscada, se da una amplia variación de ganancia como función lineal o no lineal del error de posición TPE. El control de ganancia para un más rápido posicionamiento de las válvulas se haría, naturalmente, compatible con cualquier control de ganancia del bucle de posicionamiento impuesto para la limitación dinámica forzada del régimen de variación de la velocidad, en el caso de que se empleara este último control de ganancia.

30

En el presente caso se prefiere no utilizar el control de ganancia en el modo de control de puesta en marcha de la turbina, puesto que la variación en el



error de posición durante la puesta en marcha no es, típicamente, lo bastante amplia para exigir una variación de ganancia del bucle de control de posición de las válvulas, a fin de lograr la deseada respuesta de posicionamiento de las válvulas. Así, partiendo de los niveles individuales de demanda de posición de las válvulas indicados por el bloque 122, se determinan los valores numéricos de salida del punto de ajuste de posición en la calculadora. Sobre estos valores actúa el sistema de salida 90 de control de posición de las válvulas, desarrollando las señales de punto de ajuste SP para las válvulas de estrangulamiento TV1 a TV4. En el caso de que se determine la ganancia del bucle de control de posición de las válvulas, las ganancias G_p para las cuatro válvulas de estrangulamiento TV1-TV4 son también convertidas por el bloque 122 y ejecutadas a través del sistema de salida 90 de control de posición de las válvulas, por medio de variación de resistencia amplificadora o por otros medios apropiados, en los controles 50 de las cuatro válvulas de estrangulamiento.

Cuando el creciente paso de vapor por las válvulas de estrangulamiento haga que la turbina 10 alcance el 80% de la velocidad de sincronismo, el bloque 118 inicia el traspaso o cambio de modo de válvulas, y el bloque 124 calcula entonces las variaciones necesarias en las posiciones de las válvulas de estrangulamiento y de las válvulas reguladoras, para continuar acelerando la turbina 10 suavemente hasta alcanzar el 100% del valor de velocidad, bajo el control de las válvulas reguladoras. Después de calculados los cambios o variaciones de traspaso



so de válvulas, se calcula la demanda de posición para cada válvula de estrangulamiento y para cada válvula reguladora, sumando los cambios de traspaso o transferencia a las demandas de error de velocidad, determinadas como antes se ha dicho.

Para calcular las variaciones de posición de las válvulas en el cambio de modo se emplean caracterizaciones estáticas apropiadas que relacionan entre sí las válvulas reguladoras y de estrangulamiento. Las demandas netas de posición de las válvulas se determinan del siguiente modo:

Ecuación (5): $TTD(x) = DTV(x) + TV(x)$,
 donde : TTD = demanda de traspaso de la válvula de estrangulamiento

$x = 1...4.$

Ecuación (6): $GTD(x) = DGV(x) + GV(x)$
 donde: GTD = demanda de traspaso de la válvula reguladora

$x = 1...8.$

En general, las válvulas de estrangulamiento TV1 a TV4 van hasta la posición de completamente abiertas, y la totalidad o algunas de las válvulas reguladoras GV1-GV8 se mueven partiendo de completamente abiertas y se hacen funcionar en el modo de arco parcial en sucesión, de manera semejante a la anteriormente considerada. El bloque 119 proporciona unas caracterizaciones estáticas para cada válvula reguladora, como sigue:

Ecuación (7): $DGV(x) = f(x) (D_S)$

donde: $x = 1...8.$

Bajo el control de las válvulas reguladoras, el bloque



de salida numérica 122 y, si así conviene, el bloque de ganancia 120, funcionan como antes se ha dicho desarrollando una salida analógica de control de posición y, si así conviene, el deseado control de ganancia para las válvulas reguladoras GV1 a GV8 inclusive. Cuando se utilice control de ganancia para los bucles de control de posición de las válvulas reguladoras, se determina del siguiente modo:

5

Ecuación (8) : $G_P(x) = f_{(x)} [GPE(x)]$,

donde: x = 1...8.

10

Ecuación (9): $GPE(x) = GSP(x) - PDG(x)$

donde: GPE = error de posición de las válvulas reguladoras
ras

GSP = posición de punto de ajuste, en un momento dado, para la válvula reguladora.

15

DGV = variación del punto de ajuste para la válvula reguladora

PDG = posición efectiva detectada para la válvula reguladora

x = 1...8.

20

Si las válvulas se sitúan en posición mediante control numérico directo a través de la calculadora del sistema de control, y no mediante el control del bucle local de posición analógico, fiscalizado por la calculadora, la ganancia del bucle cerrado de control de retroacción de la calculadora puede controlarse de manera semejante a la aquí descrita para el control de ganancia del bucle local de posición analógico.

25

30

Cuando la turbina 10 se haya sincronizado, y estén cerrados los disyuntores o interruptores automáticos de red para el generador 16, el control 60 de la



turbina por calculadora se traslada o cambia de modo de control en velocidad, empleado para el arranque, al modo de control de trabajo en carga. El bloque 104 dirige entonces la ejecución del programa a la primera operación de control de carga, preferiblemente al bloque 126 que hace funcionar el bucle de control de la carga determinando una compensación d_0 de carga eléctrica neutralizada en velocidad, a aplicar a la carga de referencia 70, o D_L . La compensación se calcula multiplicando la diferencia entre la carga eléctrica MW indicada por el detector de potencia y la carga de referencia D_L contra un valor de neutralización de velocidad igual al error de velocidad ΔS en control de carga (esto es, la diferencia entre la velocidad real y efectiva y la velocidad de sincronismo) multiplicado por una constante de proporcionalidad K_1 .

El error de carga eléctrica proporciona una lenta acción correctora de carga en un bucle de calibración exterior, y debido a la lentitud inherente a la corrección de la carga eléctrica es por lo que esta acción correctora se utiliza tan sólo como bucle de calibración de retroacción a largo plazo.

Si el error de velocidad ΔS de la turbina es bastante pequeño, según lo determine el bloque 128, la demanda de carga eléctrica calibrada se determina, con acción de reposición en el bloque 130, partiendo del producto de la carga de referencia D_L y la integral respecto al tiempo de la compensación d_0 , que se calcula en forma de tanto por ciento (es decir, el 100% corresponde a la ausencia de compensación). Cuando el error de velocidad ΔS excede de un valor prefijado, se omite la calibración de

16.5.69



carga eléctrica, y se pone D_0 igual a D_L , según viene indicado por el bloque 132, a fin de permitir la insistencia del sistema de control sobre la corrección de velocidad.

5 El empleo de la neutralización de velocidad $K_L \cdot \Delta S$ en la determinación de la compensación d_0 neutraliza la acción correctora de carga, que se hace innecesaria por efecto de la acción correctora de velocidad proyectada. Se impide así que la integral de d_0 en el blo-
10 que 130 se complique o "dé vueltas", como podría ocurrir con un rechazo parcial de carga.

En la siguiente operación de control de carga programada para la turbina, el bucle de control de velocidad de la turbina, de preferencia, se pone en cascada de
15 calibración con el sistema de bucles de control de carga del bloque 134, que determina la demanda de carga $D_R(n)$ calibrada en velocidad. Esta operación permite la participación de la frecuencia de la instalación, en particular durante los períodos transitorios que siguen a variaciones
20 de carga relativamente grandes. La corrección de velocidad d_S viene determinada por el error de velocidad ΔS en control de carga, y se multiplica por una constante K_S para tener una calibración en tanto por ciento: es decir, el 100% corresponde a la no necesidad de corregir calibra-
25 ción. La carga D_0 determinada se multiplica entonces por el factor calibrador $K_L \cdot d_S$ para tener la demanda de carga eléctrica $D_R(n)$ calibrada en carga y calibrada en velocidad. La puesta en cascada de calibración multiplicadora de los bucles de compensación de megavatios (carga) y veloci-
30 dad con el bucle de control principal de carga de la tur-



bina proporciona ventajas operativas que más adelante se describirán con mayor detalle.

A continuación, partiendo de las caracterizaciones estáticas y dinámicas del bloque 136 de la fig. 3, y como más concretamente se indica en la fig. 4, se determina la demanda de posición con carga total de las válvulas de vapor. De preferencia, se determina primero la variación máxima de demanda de carga D_M , como se indica por medio del bloque 138, para así poner un límite en la velocidad de variación de carga de la turbina mediante la limitación del régimen de variación del paso o gasto de vapor. La limitación dinámica de máxima carga D_M puede determinarse simplemente partiendo de almacenaje en forma de una función en rampa fija, que imponga una limitación prudencial obligada en los regímenes o velocidades de variación de carga; pero de preferencia, la máxima variación de demanda de carga se determina con apreciable optimización de manera semejante a la expuesta en la solicitud de patente citada. Al aplicar esa acción limitativa al régimen de variación de carga de la turbina, la demanda de limitación D_M actúa efectivamente de limitación dinámica de retroacción sobre el bucle de control de carga que, como más adelante se describe, es un bucle de control de acción directa.

Tras la determinación de la limitación de carga de la turbina, se compara con D_M la demanda de carga $D_R(n)$ calibrada, del modo indicado por el bloque 140, y se hace D_R igual a D_M como se indica mediante el bloque 141, si D_M es igual o menor que $D_R(n)$. Si D_M es mayor que $D_R(n)$, se hace D_R igual a $D_R(n)$ en el bloque 142,



cuando el bloque 144 omite el pleno control de optimización, como se prefiere en el presente caso.

5 Al igual que con la acción limitativa dinámica de la velocidad, la limitación dinámica de la carga puede perfeccionarse también por otros medios, tales como el de emplear un control de ganancia de bucle de posicionamiento en lugar de la acción limitativa sobre el nivel de demanda D_R de la posición de las válvulas. En este último caso, resulta afectado de modo adverso el funcionamiento de la reposición de compensación de retroacción con la carga, que más adelante se describe. Por esta y otras razones, se prefiere la programación a base de limitación de carga de la fig. 4.

10 Si así conviene, el bloque 144 puede dirigir la circulación de la lógica de programa al bloque 146, donde se introduce un control de plena optimización de carga de la turbina, de manera semejante a la considerada en relación con el control de plena optimización de la velocidad de la turbina, empleado en el modo de funcionamiento de puesta en marcha. Normalmente, el empleo de un control dinámico limitador de la variación de carga, como el de la mencionada solicitud, da por resultado un funcionamiento dinámico esencialmente óptimo mientras las variaciones de la referencia de carga de la turbina den por resultado

20 unas demandas de carga que excedan de la limitación dinámica de la carga. Dentro de estas limitaciones dinámicas de carga de la turbina, el control de plena optimización emplea un modelo termodinámico de carga de la turbina correspondiente a la turbina bajo control, para determinar la demanda de carga D_{OR} en función del tiempo, de

25

30



manera que dé por resultado la más rápida respuesta de activación con vapor de la turbina, en respuesta al nivel de demanda de carga $D_R(n)$ necesario.

5 El control transitorio de posicionamiento de válvulas producido mediante el uso de este modelo, así como el producido utilizando el modelo de control de optimización de velocidad antes considerado, se facilitan mediante el empleo de futuras posiciones de válvula correctivas de régimen permanente, determinadas a partir de
10 las caracterizaciones estáticas de las válvulas en el bloque 148, como ahora se estudiará con mayor detalle. Al igual que en el caso del control de puesta en marcha de la turbina, el pleno control de optimización del régimen de carga de la turbina puede dar por resultado un hiperaccionamiento de las válvulas de vapor con sucesivo retorno
15 a la posición correcta de régimen permanente de las válvulas. Este hiperaccionamiento excedería asimismo del breve impulso que se prefiere para una rápida respuesta de posicionamiento de las válvulas.

20 El pleno control de optimización de la turbina no se necesita normalmente ni, de preferencia, se emplea en la presente solicitud, porque (1) muchas de las variaciones de carga de la turbina traen consigo un máximo de acción dinámica de carga, y (2) se obtiene relativamente
25 poca mejora con variaciones de carga menores, visto desde la perspectiva de otros retardos en las grandes centrales eléctricas. Por ejemplo, un tercio de un escalón de aumento de demanda de carga de la turbina se obtiene, como tipo, casi inmediatamente, mediante la respuesta de la sección de alta presión a la acción de posicionamiento de
30



válvulas reguladoras. Los dos tercios restantes del aumento de carga se producirían típicamente por efecto o acción de las secciones de media y baja presión, en unos 15 segundos, sin más movimiento de las válvulas reguladoras, que de otro modo vendría implicado en el hiperaccionamiento de las válvulas reguladoras y el sucesivo retroceso a la posición adecuada del punto de ajuste de régimen permanente. En cambio, en otras aplicaciones de la invención bien puede ser deseable el pleno control de optimización dinámica de carga de la turbina, y aun preferido, como en el caso del control dinámico de optimización de velocidad de la turbina.

Una vez determinada la demanda total D_R de carga, se caracteriza a continuación estáticamente y se hace igual a un valor D_C en el bloque 148, para compensar las características no lineales de gasto/posición de las válvulas. La caracterización contenida en el bloque 148 define la demanda total de posición de las válvulas de vapor en función de la demanda de carga D_R , de manera que las variaciones del gasto de vapor sean proporcionales a las variaciones de D_R . Esta caracterización determina la posición final que las válvulas de vapor deben adoptar para satisfacer la demanda de carga D_R , ya sea D_R igual a D_{OR} , o $D_R(n)$, o a D_M . Los controles analógicos de posición efectúan entonces la determinación de la posición de las válvulas, y el bucle de control de carga funciona con acción de realimentación de tipo directo (como opuesto a la retroacción, o realimentación de tipo inverso). Todo error de posición de las válvulas de vapor resultante de una caracterización ligeramente errónea es corregido por



reposición de la realimentación de carga, como más adelante se describe. Como ya se ha sugerido anteriormente, algunas de las aplicaciones de control de las turbinas en las que interviene la velocidad o alguna otra variable como magnitud finalmente controlada puede funcionar de igual modo con un control de posición de válvulas del tipo de acción o realimentación directa.

Para determinar la caracterización estática de control de la turbina en el bloque 148, es posible utilizar el sistema de control 60 de la calculadora durante la instalación y puesta en marcha de la central para hacer funcionar la turbina a la velocidad de sincronismo, midiéndose empíricamente la carga efectivamente desarrollada por la turbina en régimen permanente para cada uno de varios valores de carga D_R de referencia (megavatios) sucesivamente más elevados. La característica falta de linealidad de posición respecto al paso de vapor en las válvulas hará que la representación gráfica resultante no sea lineal. Así, la función de transferencia empleada en el bloque 148 para tener una caracterización estática de linealización de la demanda de posición de las válvulas respecto a la carga en megavatios D_R se hace igual a la inversa de la representación gráfica determinada. Pudiendo hacerlo con una calculadora numérica, la caracterización estática puede resultar así muy precisa o de gran exactitud. Además, la caracterización estática puede modificarse, sea automáticamente, sea bajo el control de un operador, con la consiguiente conveniencia de actualización de programas. Cuando la variable finalmente controlada sea una magnitud distinta de la carga de la turbina, en otras



aplicaciones de turbina, es posible determinar y actualizar convenientemente, con exactitud y flexibilidad, otras caracterizaciones estáticas de acción directa similares.

5 Cuando el bloque 146 no proporcione un pleno control de optimización dinámica de la carga de la turbina, la caracterización del bloque 148 puede incluir también, si así conviene, una acción dinámica o de variación compensada para obtener una activación de la turbina con vapor más rápida en general, si D_R es igual a $D_R(n)$ y
10 si la acción dinámica de variación se contiene dentro de los límites dinámicos impuestos por D_M . Es posible imponer, si así conviene, una acción dinámica general del mismo tipo y en condiciones similares en el bloque 116 de la fig. 5, en los modos de trabajo de arranque y parada de la tur-
15 bina, para lograr una respuesta de velocidad más rápida dentro de las limitaciones dinámicas.

Determinada la demanda total de posición de válvulas de vapor caracterizada respecto a la carga, se efectúa acto seguido una determinación, hecha por el blo-
20 que 150, de si el control de carga está trabajando con un bucle de acción directa completamente abierto: es decir, de si está en el modo de trabajo de descenso de carga. El modo de descenso de carga se usa trabajando en el modo de control de arranque y parada, así como durante los períodos
25 de funcionamiento prefijados en el modo de trabajo de control de la carga.

Normalmente, el sistema de turbina funciona con una acción de calibración de carga en retroacción, y por tanto no se usa normalmente el modo de descenso de car-
30 ga. De preferencia, la acción de calibración en retroacción

26 MAY 1969



de carga viene proporcionada por un bucle de calibración de reposición que desarrolla una señal de error de carga de la turbina, partiendo de la representación de carga detectada. Como la presión de impulsión de la sección de alta presión de la turbina es la magnitud que acusa de modo más rápido la carga, se prefiere tomar la salida de detector de presión de impulsión para emplearla en el bucle de calibración de reposición de la carga, y así se multiplica primero por una constante de proporcionalidad K_2 y se compara luego con la demanda de carga D_R de la turbina, indicada por el bloque 152. El error de presión ΔP obtenido se integra luego respecto al tiempo y se aplica como calibrador multiplicador de tanto por ciento contra la demanda de carga total D_C de la turbina, estáticamente caracterizada. El resultado se iguala a D_{PC} , que es la demanda final de posición total de las válvulas de vapor, caracterizada y calibrada en presión, indicada en el bloque 154. La corrección de presión proporciona una acción de reposición para el nivel operativo de carga de la turbina en régimen permanente, y compensa o reajusta el sistema llevándolo a un funcionamiento preciso aún cuando puedan desarrollarse ligeros errores de realimentación o acción directa.

Si el control de carga está en el modo de trabajo de descenso, ΔP se hace igual a 1, como se indica en el bloque 156, no aplicándose corrección de presión. En algunos casos puede ser conveniente incluir una acción proporcional en la determinación de D_{PC} , para producir una más rápida respuesta a la presión, aun cuando tal acción normalmente no se necesite en especial ni



5 cada una de las válvulas de control reguladoras de vapor del bloque 119 se determina la demanda de posición, de manera similar a la descrita para la ecuación (7), en relación con el modo de control de arranque. En este caso, las demandas de posición de las válvulas reguladoras individuales vienen determinadas por las siguientes ecuaciones:

Ecuación (10): $DGV(x) = f(x) (D_c)$, si el modo es de descenso de carga, siendo $x = 1...8$

10 Ecuación (11): $DGV(x) = f(x) (D_{pc})$, si no hay descenso de carga, siendo $x = 1...8$

Si así conviene, puede tenerse un control de la ganancia del bucle de mando de posición de las válvulas reguladoras, en el bloque 121, en el modo de control de carga, de manera semejante a la de la ecuación (8) del modo de control de arranque, mediante la siguiente

15 Ecuación (12): $G_p(x) = f(x) [GPE(x)]$
donde $x = 1...8$.

Se prefiere que en el modo de trabajo de control de carga esté controlada la ganancia del bucle de mando de posición de las válvulas reguladoras, puesto que el error de posición GPE puede variar dentro de un intervalo relativamente amplio. De esta manera se obtiene una mejor velocidad de posicionamiento de las válvulas de vapor y, a su vez, una más rápida activación de la turbina con vapor. De no emplearse control de ganancia trabajando en el modo de control de carga, la circulación lógica va directamente desde el bloque 120 de determinación de la ganancia al bloque 122 de salida numérica, soportándose así el bloque 121 de cálculo de la ganancia. El bloque 122 de salida numérica funciona de modo muy semejante a como lo hace en el modo de control de arranque, en la determinación de los valores de salida numérica de punto de ajuste

17.5.69



de posición para las válvulas reguladoras y de los valores de ganancia del bucle de salida numérica de las válvulas reguladoras.

5 El modo de trabajo en control de la velocidad de parada es similar al de arranque, en que implica un funcionamiento similar pero en sentido inverso. Por ejemplo, el cambio de modo de válvulas se hace pasando de las reguladoras a las de estrangulamiento, y las limitaciones o restricciones dinámicas limitan la deceleración
10 de la turbina.

En resumen, un sistema para hacer funcionar una turbina de vapor determina un valor de demanda de una variable finalmente controlada, empleándose una caracterización estática prefijada para determinar la demanda de posición de las válvulas de vapor necesaria para
15 satisfacer en régimen permanente la demanda existente para la variable controlada. Las válvulas de vapor se sitúan en posición con arreglo a la acción de control de posición determinada. Como el cambio correctivo de posición de las
20 válvulas se conoce antes de terminado el cambio, puede llegarse, de manera más consecuenta y homogénea, a una dinámica de posicionamiento de válvulas de vapor más rápida y más eficaz, con mayor aproximación a la óptima y lograrse a su vez una mejor dinámica de activación de
25 la turbina de vapor, merced a las posibilidades que ofrece el control de ganancia del bucle de mando de posición de las válvulas de vapor. En general, puede llegarse a una mejor velocidad de acción del bucle de mando de la turbina de vapor merced a la naturaleza del sistema operativo fundamental de las válvulas de vapor, por poderse efectuar
30



el funcionamiento en bucle abierto con calibración multi-
plicadora de retroacción. Las posibilidades de optimización
dinámica de la turbina vienen reforzadas merced al cono-
cimiento previo que se tiene de la posición de las válvu-
5 las, por estar mejor instituido el control transitorio de
posición de las válvulas para una dinámica de activación
de la turbina con vapor óptima, o más cerca de la óptima,
cuando se conoce la posición correctiva de las válvulas
en régimen permanente. En las centrales eléctricas, la
10 mejor dinámica de funcionamiento de la turbina da un mejor
control de la generación de la energía eléctrica.

En la central eléctrica 12, la variable fi-
nalmente controlada para el sistema 60 de control de la
turbina es la carga eléctrica generada, mientras se tra-
15 baja en el modo de control de la carga. Para tener un
control de la carga, se aplica una demanda de referencia
de carga en el bucle de control de carga de la turbina, de
acción directa, que incluye el sistema de calculadora y
su sistema de programación y el programa de control de
20 posición de las válvulas de vapor, reguladoras y de es-
trangulamiento, los bucles de control de posición de las
válvulas locales, y el sistema de válvulas de vapor regu-
ladoras. En la aplicación general del invento, la variable
controlada con acción directa, de la instalación o de la
25 turbina, puede ser uno o más de otros parámetros tales com
la velocidad de la turbina, y el valor de demanda para la
variable puede ser una demanda de error o una demanda de
referencia.

La velocidad de la turbina es la variable
30 finalmente controlada, en el presente caso, por el siste-



ma de control 60 de calculadora programada, durante el modo de trabajo en control de velocidad. Ese control, en su forma preferida, se basa en un funcionamiento de bucle de retroacción cerrado, pero puede modificarse, si así se desea, para funcionar con acción directa.

5 En control de carga de la instalación o central y de la turbina un bucle de reposición de carga implica también el sistema de programación de calculadora, y hace uso de retroacción de la presión de impulsión para tener una corrección de régimen permanente de la demanda de referencia de carga mediante calibración multiplicadora en cascada. La calibración multiplicadora de carga (megavatios) con neutralización en velocidad se intercala igualmente en cascada en el bucle de control de carga, de sentido directo. Como la ganancia neta del bucle de carga decae al disminuir el error de carga, a causa de las uniones de calibración de multiplicación, se hace posible una mayor ganancia del bucle de carga sin calibrar, dentro de las limitaciones de anchura de banda impuestas por las necesidades de eliminación de ruidos o perturbaciones. Por consiguiente, para la turbina 10 y para la central o instalación 12 se obtienen económicamente una más rápida y en general mejor respuesta de activación de la turbina con vapor y un mejor funcionamiento de la central, mediante la calibración multiplicadora de bucle de retroacción del bucle de control de carga, de acción directa, y para las turbinas de vapor en general mediante la calibración multiplicadora de bucle de retroacción del bucle de control de acción directa que tiene por objeto de control final cualesquiera otras varia-

26 MAY.



bles del sistema. La turbina 10 y su control hace uso de un mando de posicionamiento de válvulas de vapor de tipo analógico local, pero puede emplearse el control directo numérico de posicionamiento, y en ese caso es posible incluir ventajosamente la calibración de posición multiplicadora de retroacción.

El sistema de bucle de control de velocidad para la turbina 10 incluye también el sistema de calculadora y el de programación de la calculadora, así como el detector de velocidad 58 y los bucles de control local de posición de las válvulas, y el sistema de válvulas de vapor. Durante el control de la carga, el bucle de retroacción de velocidad da un mejor control de participación de la frecuencia de la central, ya que actúa de calibrador multiplicador en cascada del bucle de demanda de la referencia de carga, con la consiguiente mejora de ganancia del bucle de carga y mayor rapidez de respuesta. Se logra un control de velocidad de la turbina entre amplios límites, con mejor respuesta en los modos de trabajo de arranque y parada, porque el bucle de control de retroacción de velocidad opera aparte del bucle de control de carga, esto es, sin trabajar en cascada con bucles de control de carga de ganancia limitada, como es típico en el caso de los bucles de control de carga cerrados analógicos de género usual, con retroacción de presión.

Cuando la turbina 10 trabaja en los modos de control de velocidad y de carga, la caracterización dinámica incluye limitaciones de variación de velocidad o de carga, en el bucle de control de la velocidad o en el de control de la carga. La calculadora facilita o per-

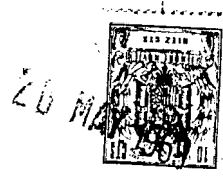
17.5.69



5 mite el funcionamiento con limitación dinámica de la tur-
bina, con mejor respuesta de activación de la turbina
con vapor y de generación de energía eléctrica, y con
la oportunidad de hacer óptimo, o casi óptimo, el funcio-
namiento con limitación dinámica. El empleo de la calcu-
ladora favorece el control dinámico de las turbinas de
vapor en general, mejorando el control de la limitación
dinámica y además facilitando la aplicación de un con-
trol de plena optimización dinámica.

10 El control por calculadora permite así-
mismo emplear económicamente una caracterización está-
tica más precisa de gasto/posición de las válvulas y, por
tanto, un posicionamiento más exacto y eficaz de las vál-
vulas de vapor y de respuesta de activación de la turbi-
na con vapor y de generación de energía. Se habilitan
15 convenientemente la actualización manual o automática
de las caracterizaciones estáticas de las válvulas y to-
da caracterización fija del bucle de control dinámico, tal
como el régimen fijo de acción de reposición, dándose la
necesaria flexibilidad para una continuada exactitud de
20 funcionamiento a medida que el uso de la turbina y otros
factores vayan modificando las relaciones primitivas. El
control por calculadora facilita asimismo la calibración
multiplicadora económica del sistema de bucles de con-
trol de la manera ya descrita.

25 La flexibilidad de programación, asociada
al control por la calculadora, facilita eficazmente la
exacta caracterización estática de las válvulas de vapor
con economía de capital, en toda una amplia diversidad
de aplicaciones del sistema de turbina. Esta flexibilidad
de programación de la calculadora también permite efi-
cazmente una elección mejor y más libre de la carac-
30



terización dinámica de control con economía de capital
en el ramo técnico de las turbinas.

5 En general, el control por calculadora per-
mite asimismo fabricar los sistemas de control de turbinas
en general a un costo de equipo físico reducido, a conse-
cuencia de las reducidas necesidades de equipo de encla-
vamiento, fiscalización y similares. El control por cal-
culadora permite además, económicamente, dar un carácter
rebuscado al funcionamiento de la turbina hasta más allá
10 de lo ya conocido , por mejorar la capacidad de respues-
ta, aumentar la de integración y otras. Como resultado de
los beneficios económicos y de funcionamiento debidos al
uso de la invención, se acrecienta el interés comercial de
los sistemas de turbinas de vapor y su control.

15 Esta solicitud que corresponde a la pre-
sentada en los Estados Unidos de América el día 19 de
abril de 1.968, bajo el Nº 722.779, se acoge a los be-
neficios del artículo 51 del vigente Estatuto sobre Pro-
piedad Industrial.

20

- REIVINDICACIONES -

Los puntos de invención propia y nueva que
se presentan para que sean objeto de esta solicitud de
25 Patente de Invención en España, por VEINTE años, son los
siguientes:

1.- Un sistema para hacer funcionar una
turbina de vapor, que comprende válvulas de vapor para
determinar el paso de vapor por lo menos por una de las
30 secciones de la turbina, caracterizado por unos medios de

17.5.69



determinar, con arreglo a una caracterización prefijada, de una demanda de posición de las válvulas de vapor necesaria para satisfacer una demanda de entrada hecha para por lo menos una variable de funcionamiento prefijada, colocada bajo control final mediante el accionamiento de dichas válvulas; y por unos medios para controlar dichas válvulas con arreglo a la demanda de posición de las válvulas de vapor determinada.

5
10
2.- El sistema de la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que la caracterización prefijada tiene características estáticas y dinámicas.

15
20
25
3.- El sistema de la reivindicación 1 o la 2, caracterizado por el hecho de preverse medios de representar la demanda de entrada para la variable final controlada prefijada, de modo que dichos medios de determinar la demanda de posición de las válvulas de vapor funcionen en respuesta a dichos medios de representar; por el de preverse medios de determinar, con arreglo a otra caracterización prefijada, una representación que dependa del error entre los valores de demanda real y de entrada de la variable controlada finalmente; y el de preverse medios de modificar correctivamente la demanda de posición de las válvulas de vapor con la representación de error, respondiendo dichos medios de controlar las válvulas a la demanda de posición de las válvulas de vapor correctivamente modificada.

30
4.- El sistema de la reivindicación 3, caracterizado por el hecho de que dichos medios modificadores aplican la representación de error como calibradora multiplicadora de la demanda de posición de las válvu-



las de vapor.

5 5.- El sistema de la reivindicación 4, ca-
racterizado por el hecho de que dichos medios de repre-
sentar la demanda de entrada incluyen medios de determi-
nar una representación de error de otra variable de tra-
bajo prefijada, previéndose medios de aplicar esta última
representación de error como calibradora multiplicadora
de la demanda de entrada; y de que dichos medios de de-
terminar la demanda de posición de las válvulas de vapor
10 y dichos medios de determinar el error de la demanda de
entrada responden ambos a la demanda de entrada calibra-
da.

15 6.- El sistema de la reivindicación 5,
caracterizado por el hecho de que dichos medios de repre-
sentar la demanda de entrada incluyen además medios de de-
terminar una demanda de entrada modificada, partiendo de
la demanda de entrada calibrada, con arreglo a una carac-
terización dinámica prefijada; dichos medios de determinar
la demanda de posición de las válvulas de vapor responden
20 a la demanda de entrada calibrada dinámicamente modificada;
y dichos medios de determinar el error de la demanda de
entrada responden a una, preseleccionada, de las dos for-
mas representativas de la demanda de entrada.

25 7.- El sistema de cualquiera de las rei-
vindicações 1 a 6 inclusive, caracterizado por el hecho
de que dichos medios de controlar las válvulas incluyen
por lo menos un mando o control de posición electrohidrául-
co de tipo local, en bucle cerrado, y dichos medios de
determinar incluyen un sistema de calculadora numérica pro-
gramada que da el control del punto de ajuste de posición.
30



26

para dicho mando de posición electrohidráulico.

5 8.- El sistema de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7 inclusive, caracterizado por el hecho de que la caracterización de la demanda de posición de las válvulas de vapor es una caracterización estática que representa la demanda de posición de las válvulas de vapor en función de la demanda para la variable finalmente controlada, previéndose medios de representar la demanda de entrada para la variable finalmente controlada prefijada; 10 y de que dichos medios de representar la demanda de entrada incluyen medios de determinar la demanda de entrada modificada, partiendo de la demanda de entrada y con arreglo a una caracterización dinámica prefijada; y de que dichos medios de determinar la demanda de posición de las válvulas de vapor responden a la demanda de entrada dinámicamente caracterizada. 15

20 9.- El sistema de la reivindicación 8, en el que la caracterización dinámica ejerce un máximo de apremio sobre la velocidad de variación de la variable finalmente controlada.

25 10.- El sistema de las reivindicaciones 1 a 6 inclusive, caracterizado por el hecho de que dichos medios de determinar incluyen un sistema de calculadora numérica y un sistema de programación para hacer funcionar dicho sistema de calculadora, incluyendo dicho sistema de programación un programa de control de posición de las válvulas que determina la demanda de posición de las válvulas de vapor partiendo de una caracterización estática que representa la demanda de posición de las válvulas de vapor en función de la demanda de variable controlada final. 30



11.- El sistema de la reivindicación 10, ca-
racterizado por el hecho de que dichos medios de determi-
nar el paso de vapor incluyen una pluralidad de válvulas
de vapor; la demanda de posición de las válvulas de vapor
5 determinada es un valor de demanda total; y dicho programa
de control determina además las respectivas demandas de
posición para las válvulas de vapor individuales partiendo
de la demanda total, sobre la base de unas caracterizacio-
nes estáticas de las válvulas de vapor individuales que
10 representan la demanda de posición de las válvulas de va-
por individuales en función de la demanda total de posi-
ción de las válvulas de vapor.

12.- El sistema de cualquiera de las rei-
vindicações 1 a 11 inclusive, caracterizado por el he-
cho de que dichos medios de determinar se incluyen en un
15 primer bucle de control para la variable finalmente contro-
lada; se prevén además, en otro bucle de control, medios
de hacer una determinación correctiva basada en el error
de retroacción en una variable de trabajo prefijada; se
20 prevén medios de aplicar la determinación correctiva como
calibradora multiplicadora del primer bucle de control, en
un punto de empalme de calibración prefijado de dichos
primer bucle y otros bucles de control; y de que dichos
medios de aplicar y dichos medios de hacer la determina-
25 ción correctiva y dichos medios de determinar forman parte
de un sistema de calculadora numérica programada.

13.- El sistema de cualquiera de las rei-
vindicações 1 a 12 inclusive, caracterizado por el hecho
30 de que dichos medios de controlar las válvulas de vapor

17.5.69

26 MAR 1969



incluyen por lo menos un sistema de control de posición en bucle cerrado de ganancia controlable, y medios de controlar la ganancia del bucle de control de posición con arreglo a la demanda de posición de las válvulas de vapor.

5

14.- El sistema de la reivindicación 13, caracterizado por el hecho de que dichos medios de determinar la demanda de posición de las válvulas de vapor y dichos medios de controlar la ganancia forman parte de un sistema de calculadora numérica programada.

10

15.- El sistema de la reivindicación 14, caracterizado por el hecho de que dicho sistema de control de posición en bucle cerrado es un mando o control de posicionamiento electrohidráulico local, y dicho sistema de calculadora numérica programada proporciona el control de ganancia de bucle y el control del punto de ajuste de la posición para dicho mando de posicionamiento electrohidráulico.

15

16.- El sistema de cualquiera de las reivindicaciones 7 y 9 a 11, caracterizado por el hecho de que la caracterización estática prefijada para la calculadora numérica programada se determina empíricamente haciendo funcionar la turbina de vapor, después de su instalación, a diversos niveles de la variable controlada final.

20

25

17.- Un sistema para hacer funcionar una turbina de vapor.

Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en el dibujo que se acompaña y con los fines que se han especificado.

30

17.5.69



Esta Memoria consta de sesenta y nueve
hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 26 MAY. 1969
P.A.

Alberto de Lizaburu
For Poder. *Arts*



Handwritten signature or initials in the top right corner.

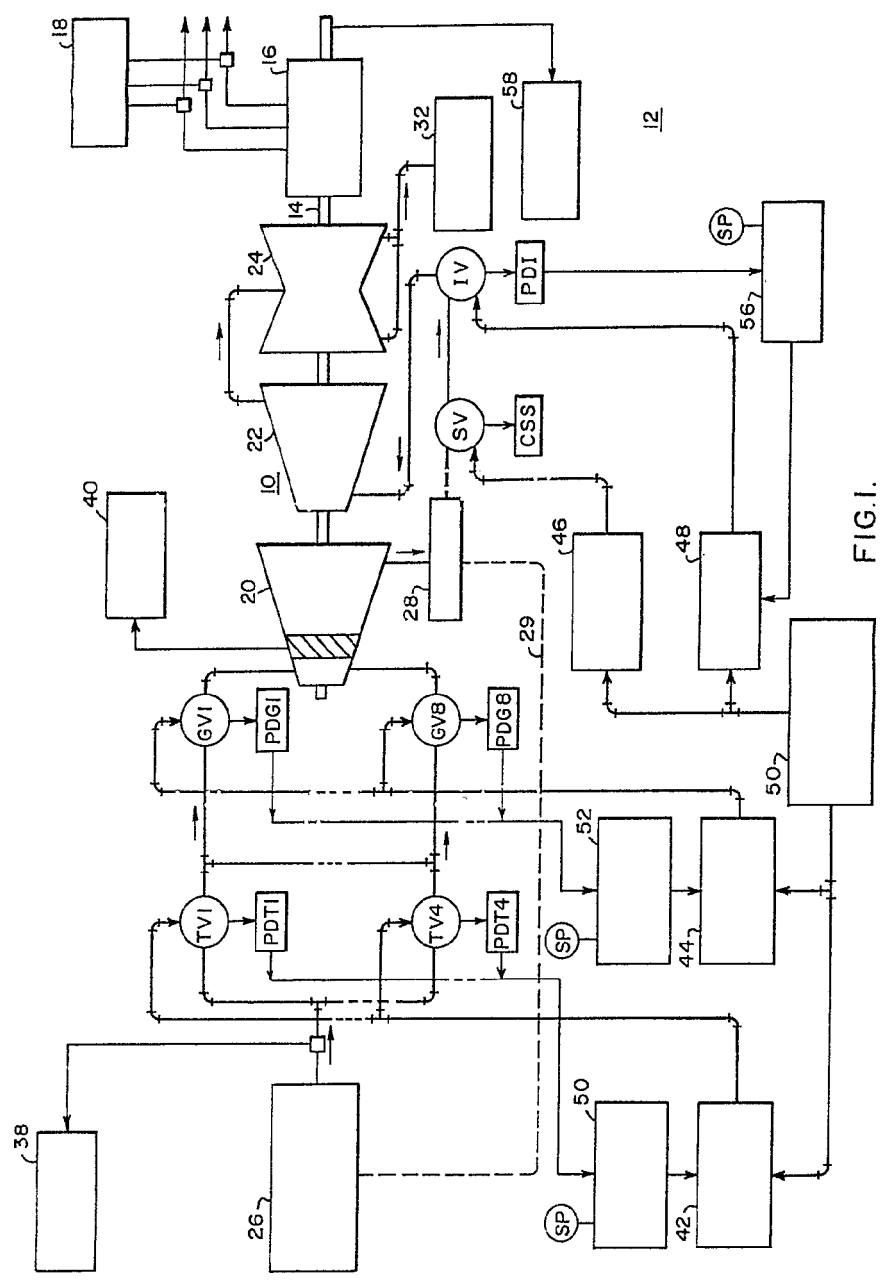
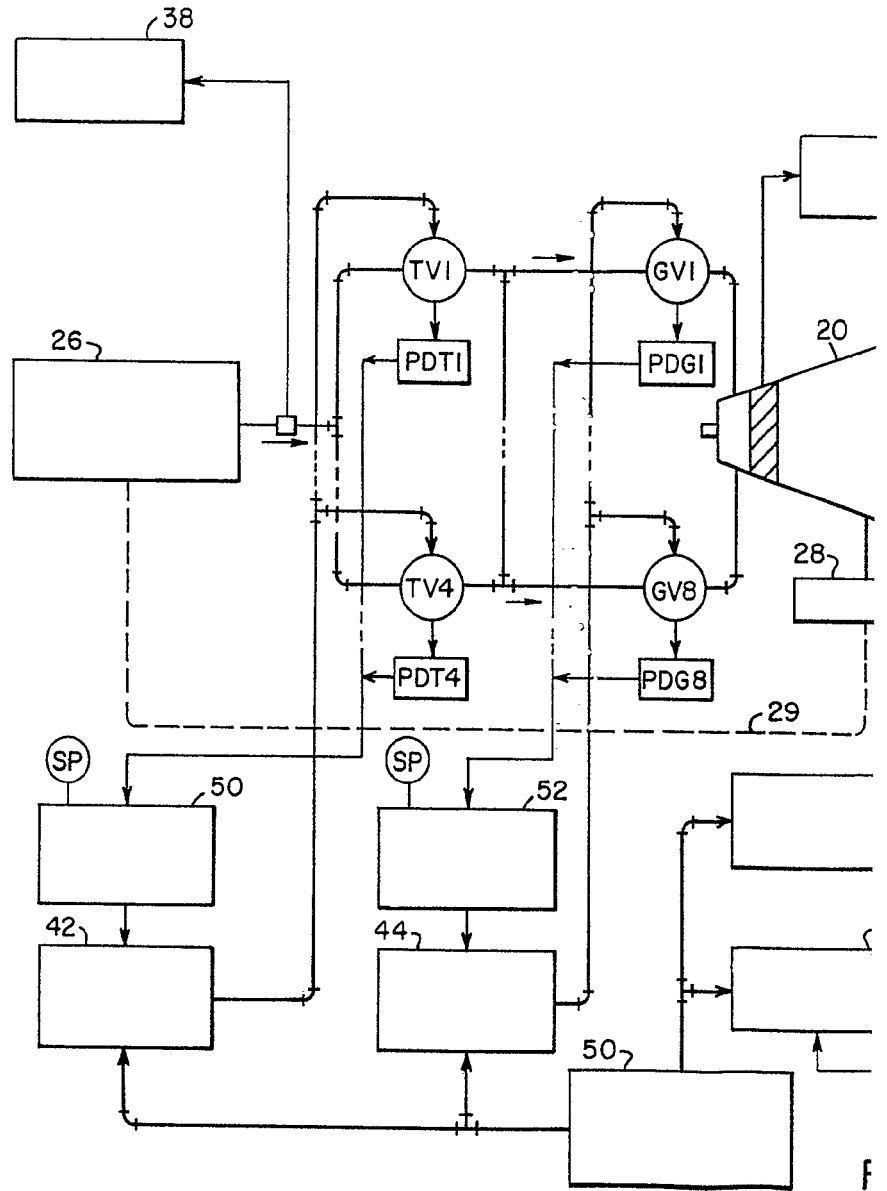


FIG. 1.



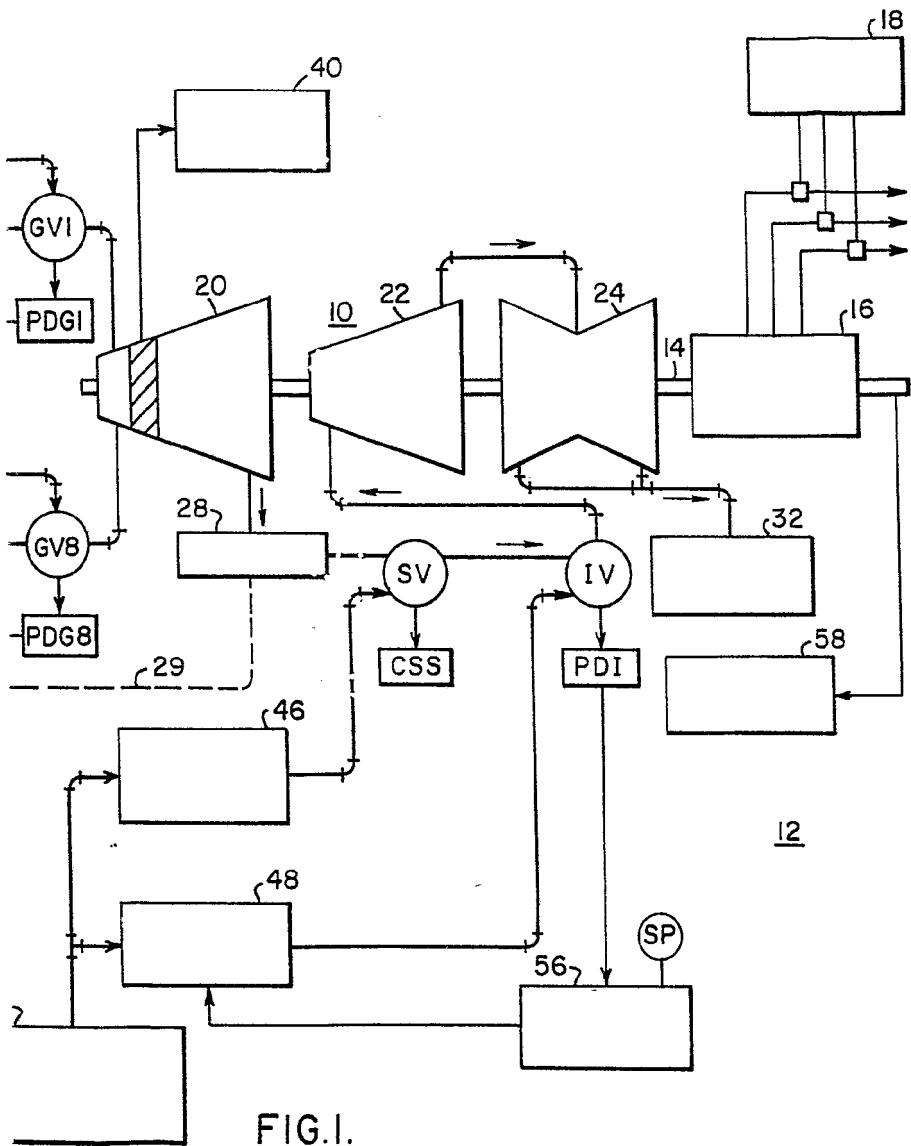


FIG. 1.

Alberta Electric
For Power

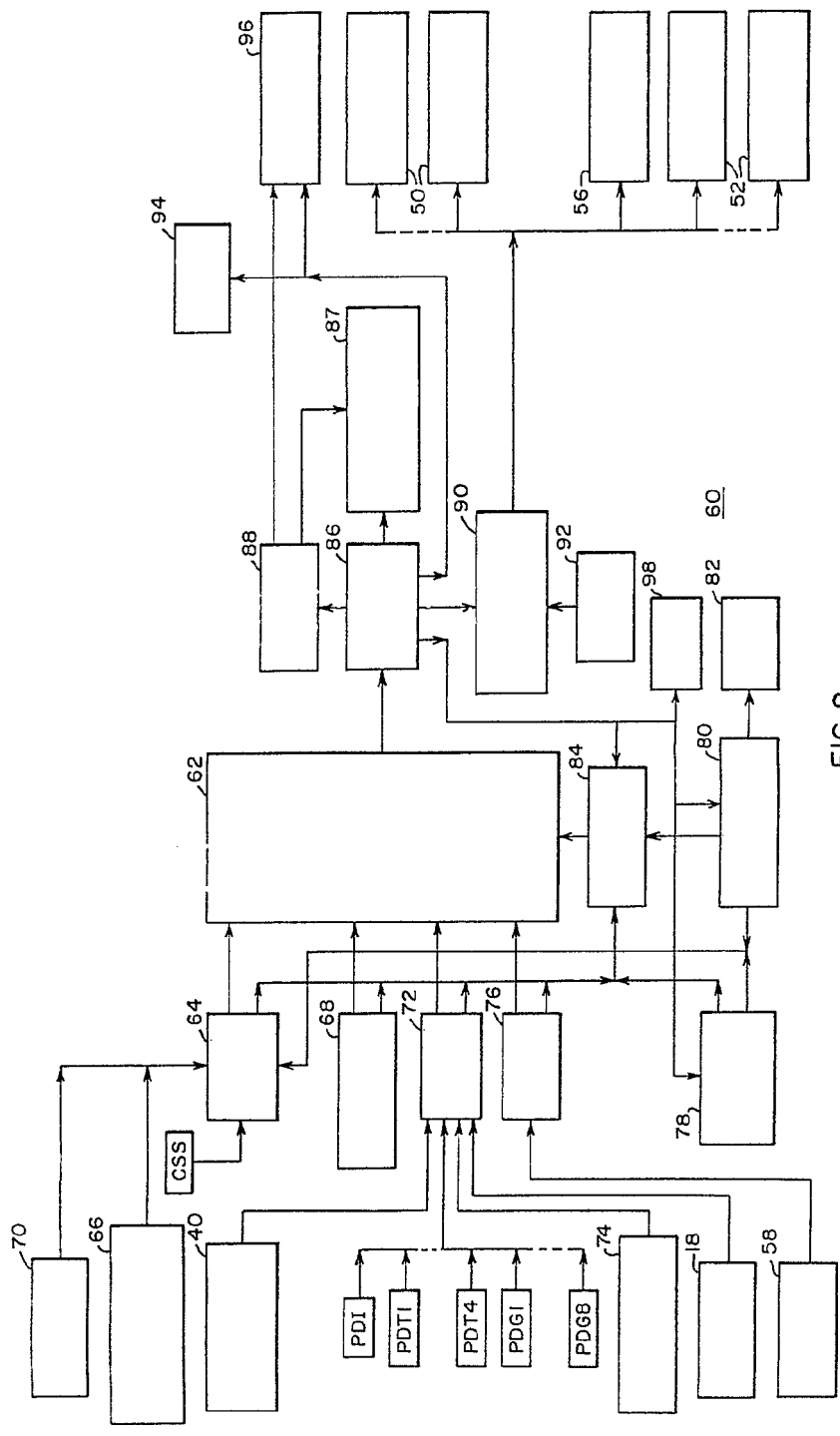


FIG. 2.

Handwritten signature or initials in the top right corner.

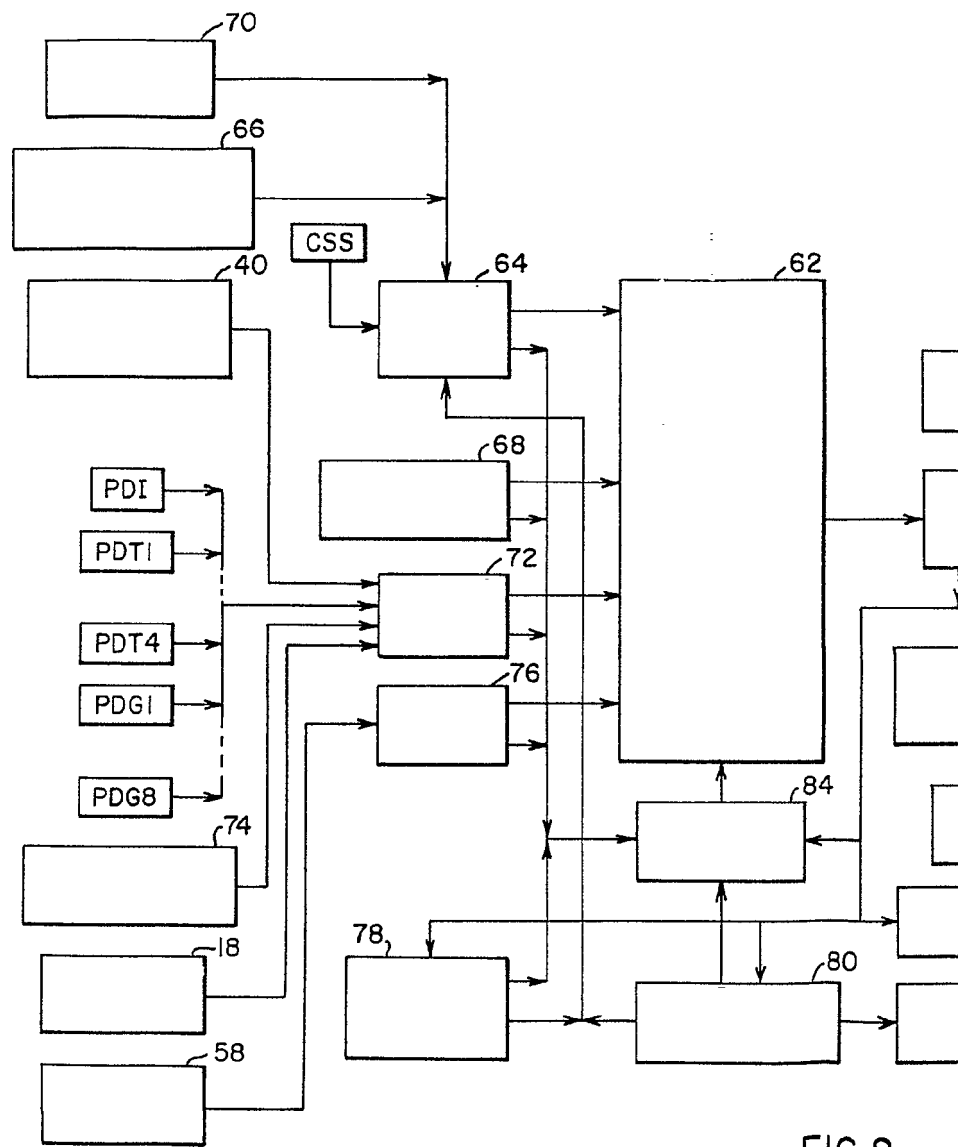


FIG.2.

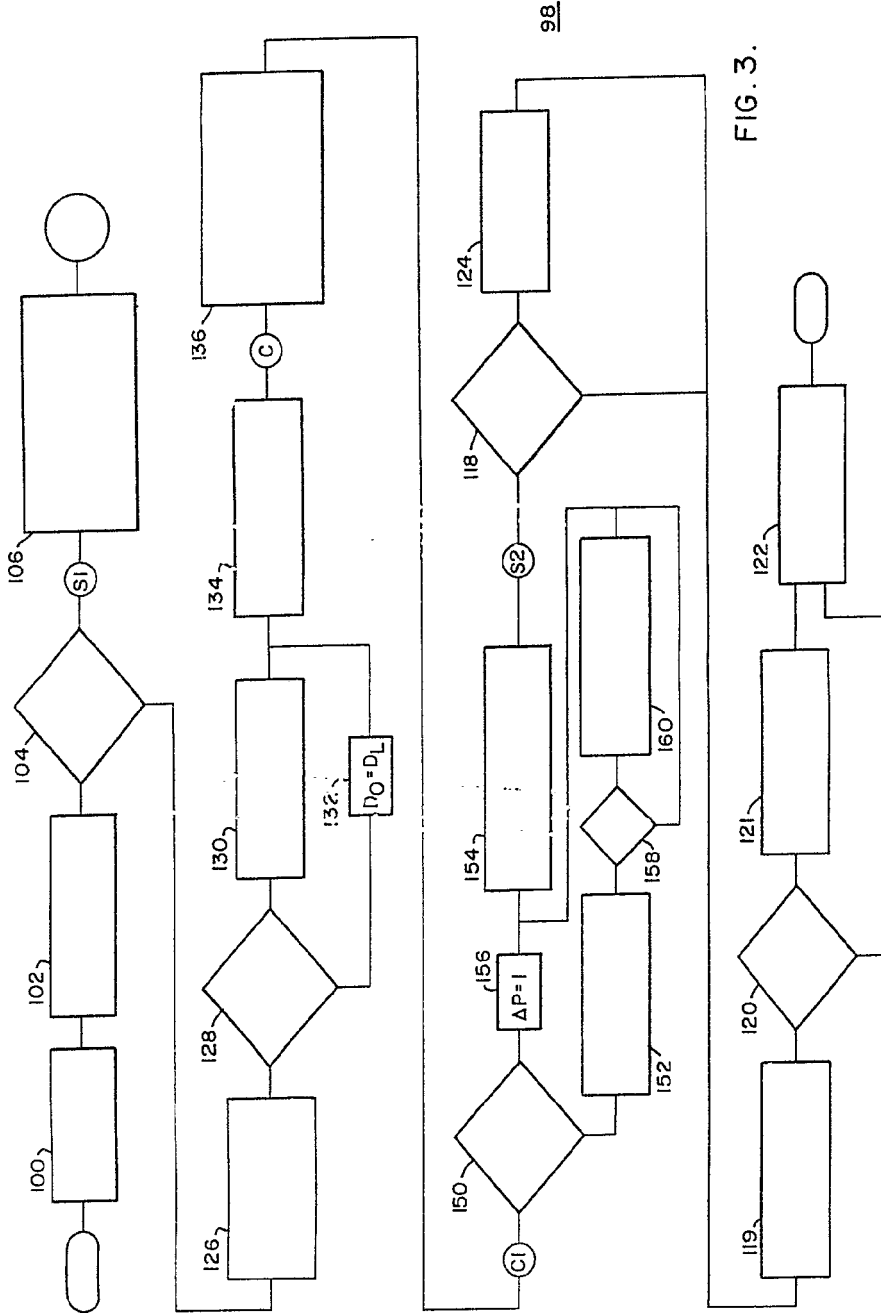
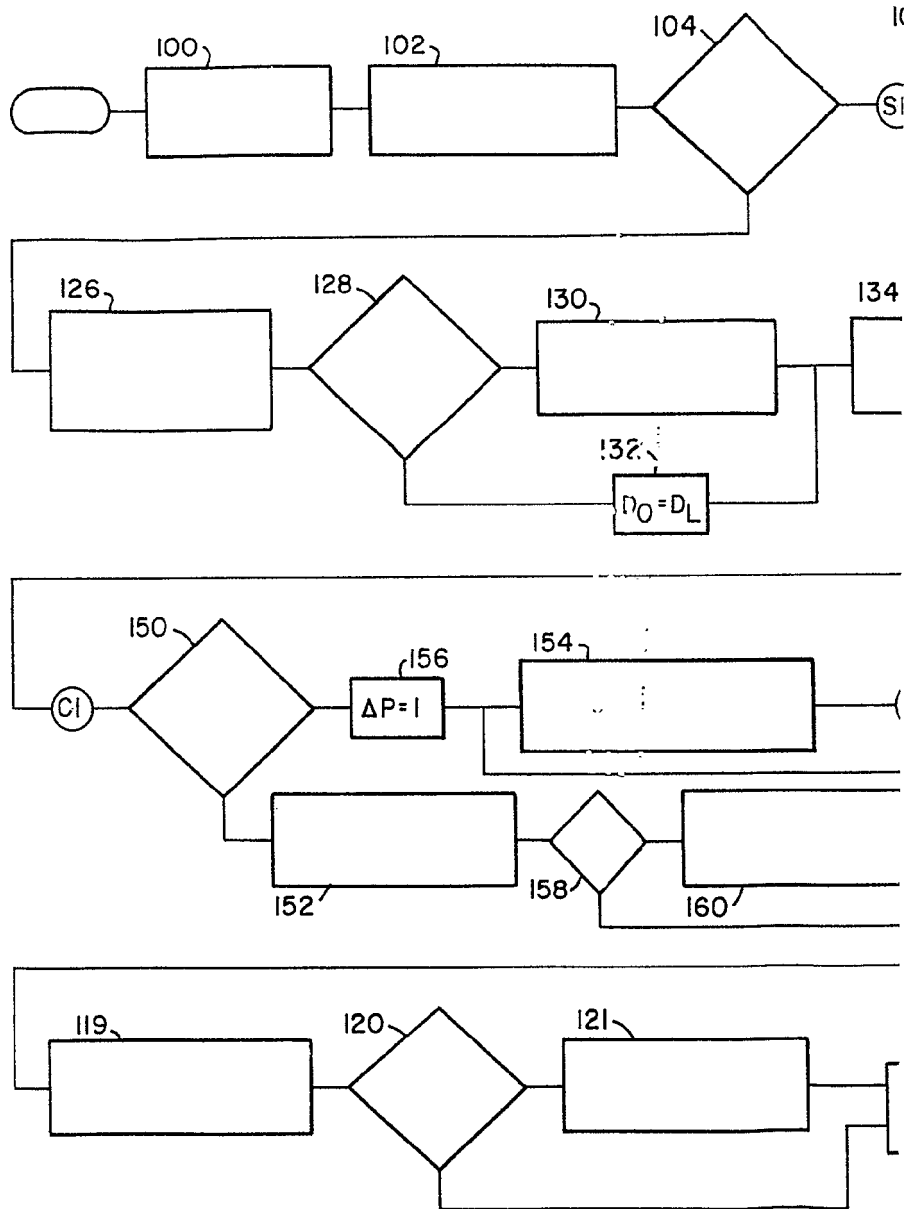


FIG. 3.

6/11/11



10 27 5 11
MAY 1968
U.S. PATENT OFFICE

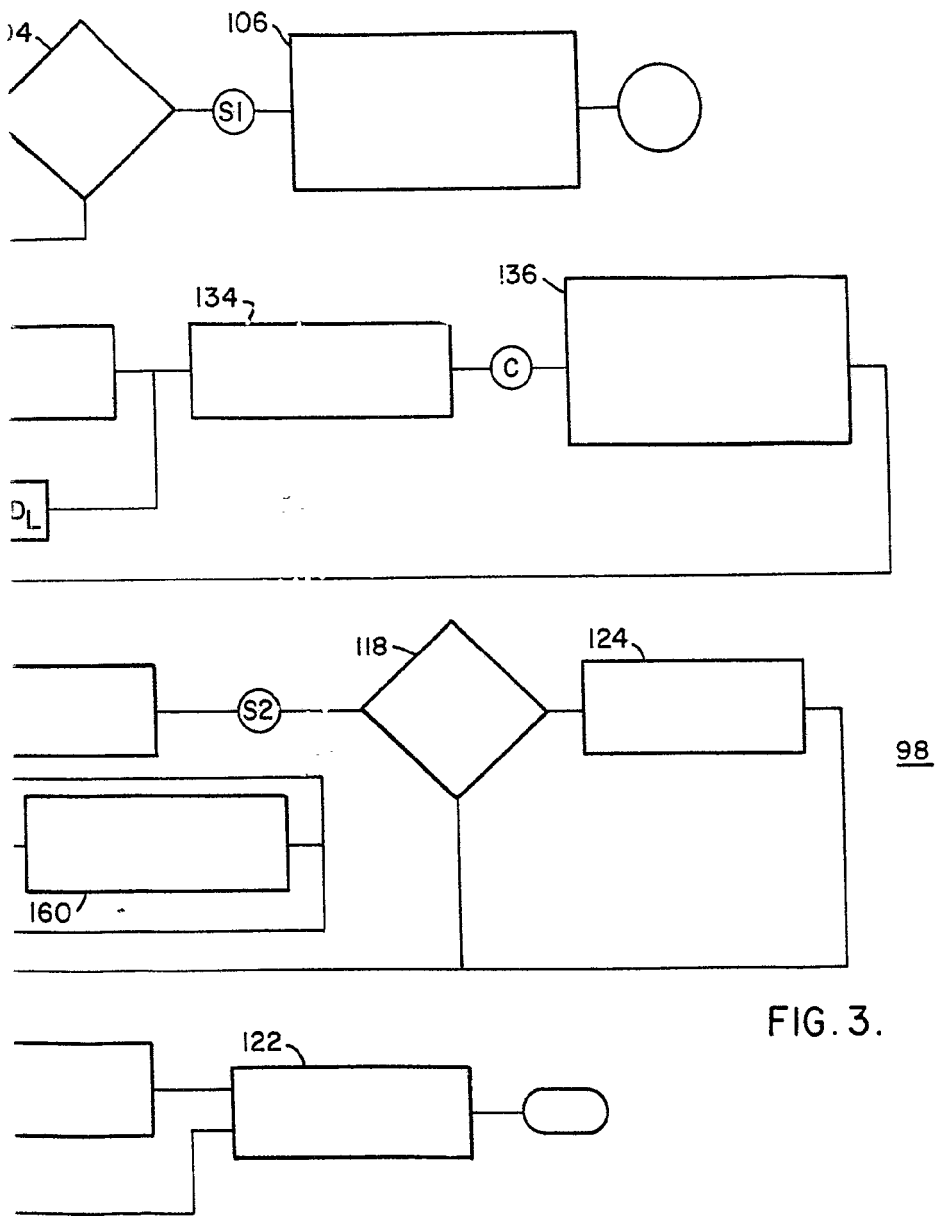
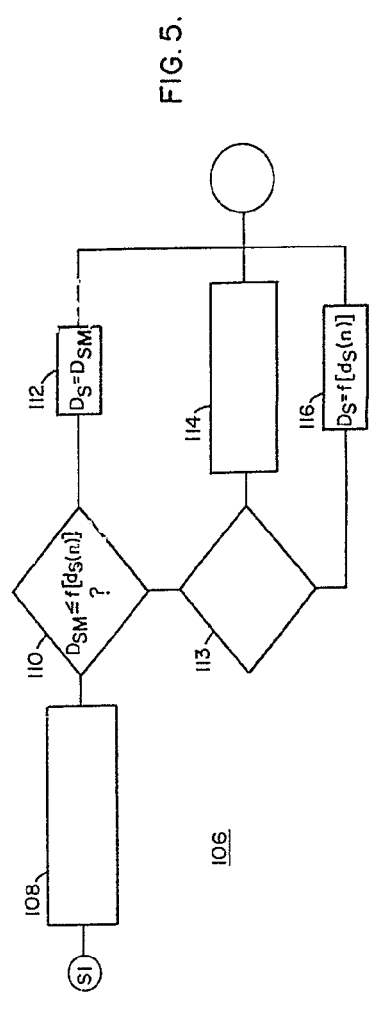
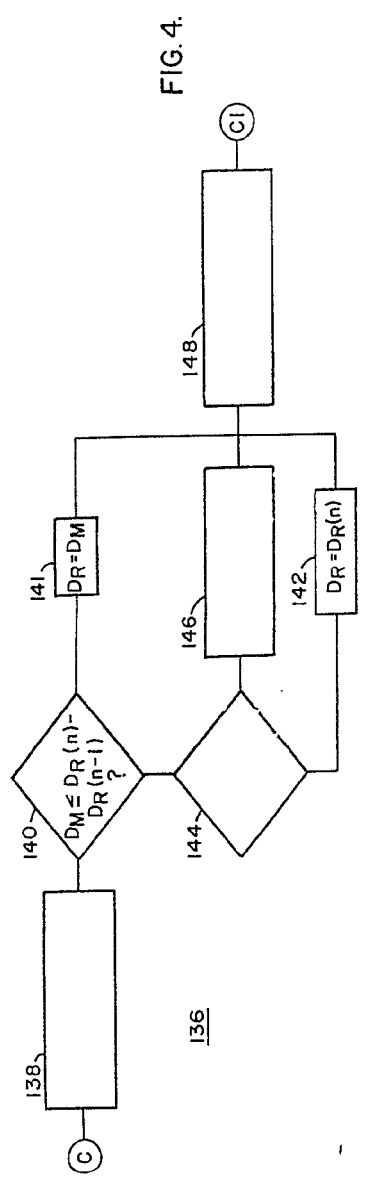
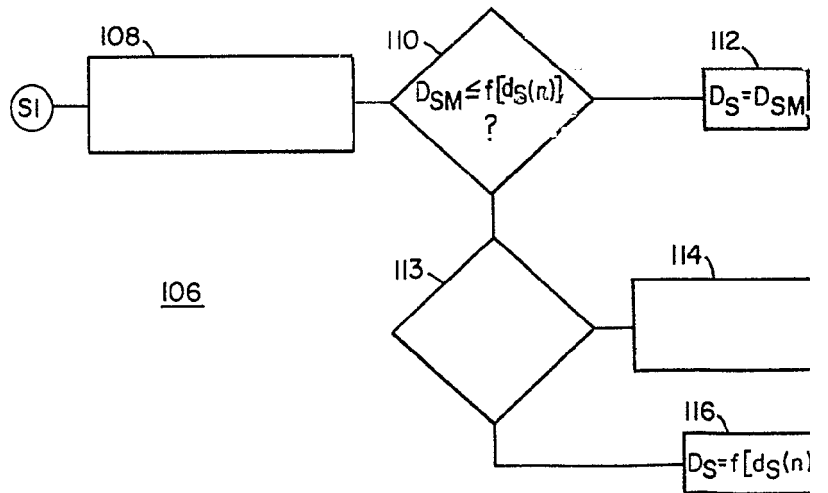
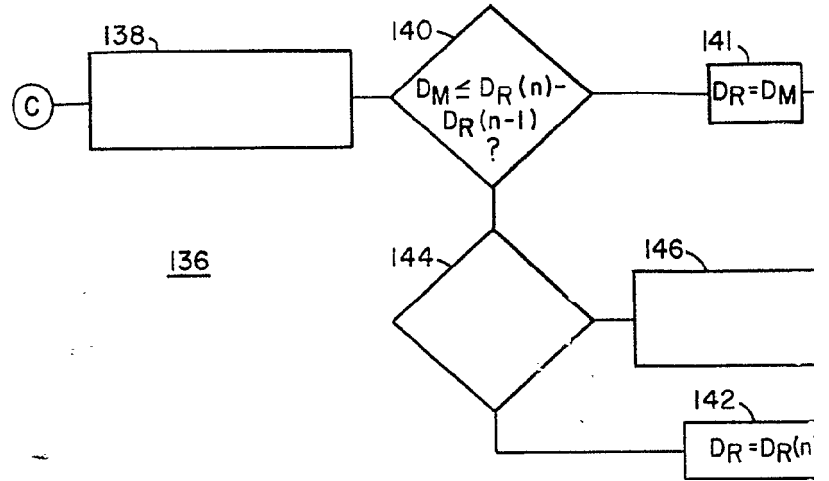


FIG. 3.

Handwritten signature
MAY 1968



200



MAY 1965

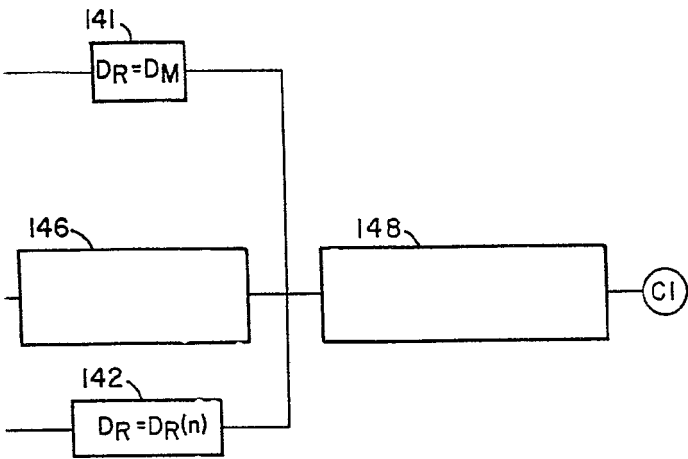


FIG. 4.

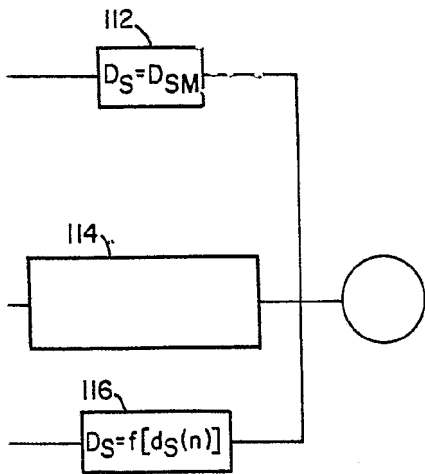


FIG. 5.

Arb