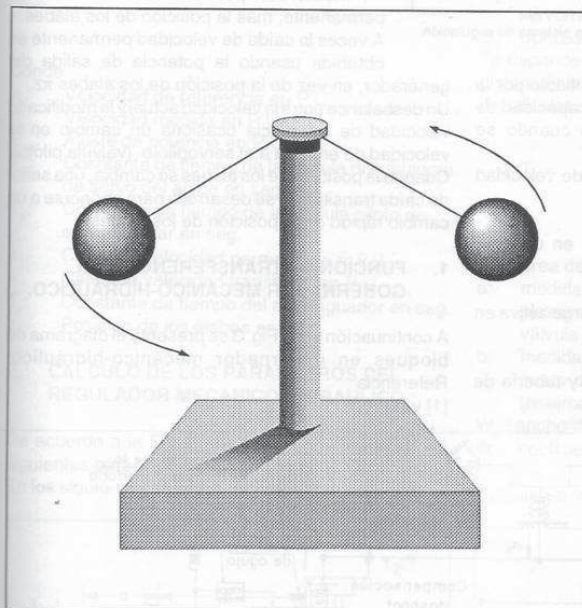


# Obtención de parámetros de los reguladores de velocidad de turbinas hidráulicas



## RESUMEN

En este artículo se presentan las pruebas de campo que deben realizarse para obtener los parámetros en P.U. de los modelos matemáticos de los reguladores de velocidad mecánico-hidráulicos de las turbinas hidráulicas.

Los modelos matemáticos de los gobernadores son de gran utilidad en estudios de estabilidad dinámica en sistemas de potencia. Las perturbaciones más usuales en este tipo de estudio son las más severas, tales como: cortocircuitos en líneas de transmisión, barras o terminales de transformadores.

## INTRODUCCION

Un sistema de potencia está continuamente expuesto a un gran número de perturbaciones, por esta razón es importante que las máquinas tengan una rápida respuesta para modificar su salida.

- Gladys Caicedo de Murcia, M.Sc.  
Ingeniera Electricista  
Profesor Asistente  
Departamento de Electricidad  
Universidad del Valle
- Francisco J. Murcia Polo, M.Sc.  
Ingeniero Electricista  
Corporación Autónoma Regional del Cauca (C.V.C)  
División Operación Centrales

En el caso del control de velocidad (frecuencia), la respuesta se controla variando el torque de accionamiento de la turbina, que a su vez es función del flujo del agua. Esta función la realiza el regulador o gobernador de la turbina. En otras épocas estos reguladores eran del tipo mecánico-hidráulicos, sin embargo debido a los requerimientos de alta velocidad de respuesta, baja banda muerta, precisión en velocidad, facilidad en los ajustes y control de carga, los gobernadores mecánico hidráulicos han sido reemplazados por gobernadores electro-hidráulicos.

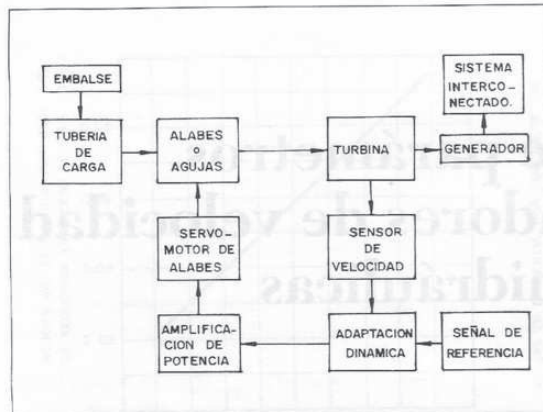


Fig. 1. Diagrama general de los elementos de un sistema de regulación.

El sistema de regulación deberá ser confiable por la seguridad de la turbina y debe tener la capacidad de desarrollar potencia al mismo tiempo cuando se requiera.

Las funciones básicas de un regulador de velocidad son :

- Mantener la velocidad de la turbina en un valor constante
- Realizar el incremento y reparto de carga activa en un sistema de potencia
- Velar por la seguridad de la turbina y tubería de presión

En la Fig. 1 se presenta un diagrama general de los elementos comunes a todos los sistemas de regulación. El objetivo de este artículo es presentar la obtención de los parámetros de los modelos de los gobernadores que se requieren para obtener resultados más confiables y más ajustados a la realidad, en simulaciones de estabilidad transitoria y dinámica.

### Gobernador Mecánico-hidráulico

En la Fig. 2 se presenta un esquema simplificado de un gobernador mecánico-hidráulico. En el estado estacionario la señal de velocidad  $n_r$ , es comparada con la señal de referencia  $n_r$ , modificada por la caída de velocidad permanente, más la posición de los álabes.

A veces la caída de velocidad permanente es obtenida usando la potencia de salida del

generador, en vez de la posición de los álabes  $\pi z$ . Un desbalance entre la velocidad actual y la modificada velocidad de referencia ocasiona un cambio en la velocidad de entrada  $a$ , al servopiloto (válvula piloto). Cuando la posición de los álabes se cambia, una señal de caída transitoria  $c$  se desarrolla para oponerse a un cambio rápido de la posición de los álabes.

### 1. FUNCION DE TRANSFERENCIA DEL GOBERNADOR MECÁNICO-HIDRÁULICO.

A continuación en la Fig. 3 se presenta el diagrama de bloques en gobernador mecánico-hidráulico. Referencia [1] y [2].

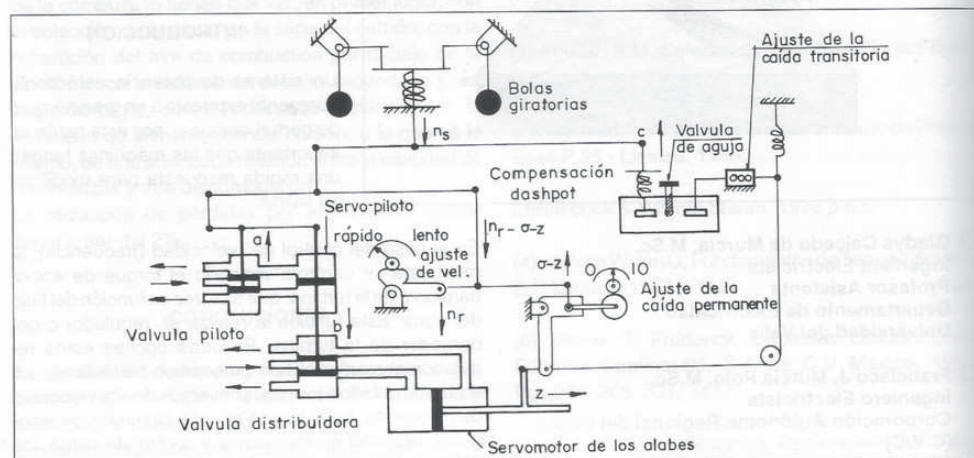


Fig. 2. Diagrama funcional del hidrogenerador mecánico-hidráulico.

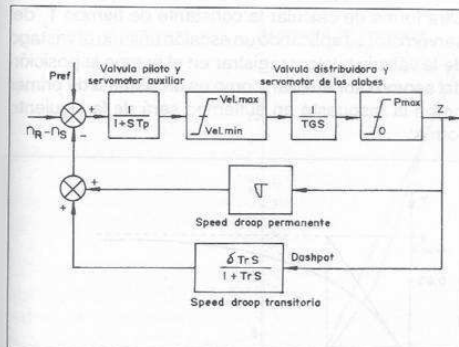


Fig.3 Diagrama de bloques del gobernador mecánico-hidráulico para la simulación en el computador.

donde

- $n_r$ : Velocidad de referencia en P.U.
- $n_s$ : Velocidad medida en P.U.
- $P_{ref}$ : Ajuste de potencia en P.U.
- $T_G$ : Constante de tiempo de la válvula distribuidora de servo del álabe en seg.
- $T_p$ : Constante de tiempo de la válvula piloto de servo auxiliar en seg.
- $\pi$ : Caída de velocidad permanente en P.U.
- $\delta$ : Caída de velocidad transitoria en P.U.
- $T_r$ : Constante de tiempo del amortiguador en seg.
- $z$ : Posición de los álbes en P.U.

## 2. CALCULO DE LOS PARAMETROS DEL REGULADOR MECANICO-HIDRAULICO :

De acuerdo a la Fig. 3, se debe calcular en P.U los siguientes parámetros:  $T_G$ ,  $T_p$ ,  $\pi$ ,  $\delta$  y  $T_r$ . En los siguientes párrafos se describe la metodología

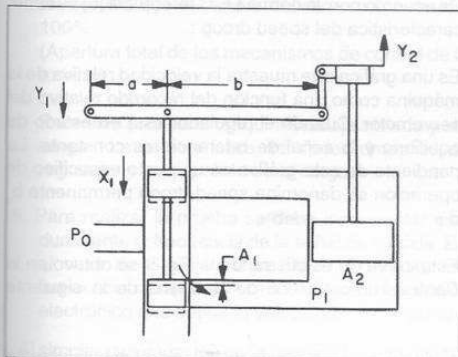


Fig.4 Válvula piloto y servomotor auxiliar con realimentación

que permite calcular los parámetros del regulador mecánico- hidráulico.

### 2.1 Constante de tiempo de la válvula piloto y servomotor auxiliar:

La función de transferencia en P.U del conjunto válvula piloto y servomotor auxiliar con realimentación es según referencia [3] :

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{1}{1 + T_p S} \quad (1)$$

donde

- $y_2$ : Desplazamiento de la válvula piloto en P.U
- $y_1$ : Desplazamiento del servomotor auxiliar en P.U.
- $T_p$ : Constante de tiempo de la válvula piloto y servomotor auxiliar (seg)
- $S$ : Operador de Laplace
- $T_p$  depende de la geometría de construcción del pistón de la presión de trabajo del aceite, y se puede calcular mediante la siguiente expresión :

$$T_p = \frac{\frac{A_2}{a}}{a+b} W_p \Phi \quad (2)$$

donde

- $A_2$ : área del pistón del servomotor
- $a$ : medida del varillaje desde donde ocurre el desplazamiento de la válvula piloto y el eje de la válvula
- $b$ : medida del varillaje desde el eje de la válvula al punto de unión con el vástago del servomotor (realimentación)
- $W_p$ : ancho del orificio de la salida del aceite
- $\Phi$ : coeficiente del flujo, constante para presión  $P_0$

Calcular el valor de  $T_p$  mediante la expresión (2) es

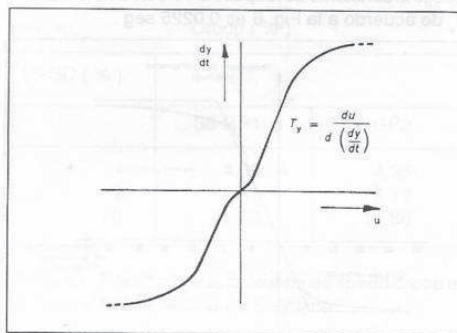


Fig. 5 Curva que relaciona la posición de la válvula piloto con la posición del servomotor auxiliar

muy difícil cuando el servomotor está instalado; existe otro método para calcular  $T_p$  mediante la siguiente prueba de campo:

Hay una relación casi lineal entre el desplazamiento de la válvula piloto y la velocidad del servomotor. En la Fig. 5 se presenta la gráfica de esta relación.

La relación entre  $K_o$  y  $T_p$  de acuerdo a la referencia [4] es:

$$T_p = \frac{\frac{A_2}{a}}{\frac{a+b}{k_o}} \quad (\text{seg}) \quad (3)$$

donde  $K_o$  es la pendiente de la curva posición de la válvula piloto Vs. velocidad del servomotor. Si se compara la ecuación (2) y (3), se tiene que  $K_o$  depende de los elementos intrínsecos de la válvula.

$K_o$  se obtiene de la curva de la Fig. 5 a partir de las recomendaciones de las normas IEC referencia [5]. De acuerdo a estas normas se calcula la constante de respuesta del servomotor  $T_y$ . La relación de esta constante con  $K_o$  es la siguiente:

$$T_y = \frac{1}{K_o} \quad (4)$$

La curva de la Fig. 5 de acuerdo a las normas I.E.C se debe obtener con todas las realimentaciones del servomotor auxiliar desconectadas, excepto la realimentación entre el servomotor y la válvula piloto. El desplazamiento de la válvula piloto se hace normalmente. La velocidad del servomotor será determinada por el tiempo transcurrido para que el pistón del servomotor se mueva un cierto valor determinado entre los extremos.

Dicha prueba de campo para el servomotor auxiliar del regulador de Salvajina arrojó los siguientes resultados. Luego la constante de respuesta del servomotor auxiliar  $T_y$  de acuerdo a la Fig. 6 es 0.0225 seg.

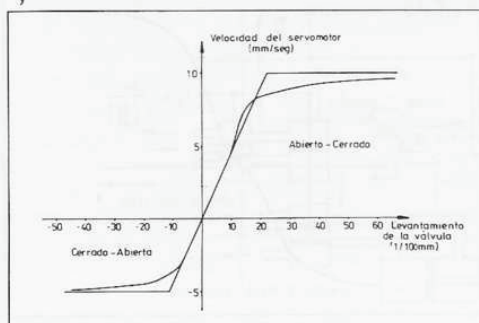


Figura 6. Curva de los datos obtenidos de la posición de la válvula piloto Vs la velocidad del servomotor auxiliar.

Otra forma de calcular la constante de tiempo  $T_p$  del servomotor es aplicando un escalón unitario al vástago de la válvula piloto y registrar en el tiempo la posición del servomotor auxiliar; como es un sistema de primer orden la respuesta en el tiempo será de la siguiente forma:

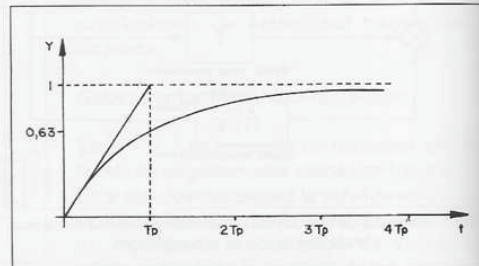


Fig. 7. Respuesta en el tiempo de la posición del servomotor

## 2.2 Constante de tiempo de la válvula distribuidora y servomotor de los álaves

El procedimiento para obtener esta constante es el mismo que se empleó en la válvula piloto y servomotor auxiliar, ya que la configuración de esta válvula y el servomotor es igual.

Para el caso del regulador de velocidad de Salvajina se obtuvo los siguientes resultados para la válvula distribuidora y el servomotor de los álaves (Fig. 8).

En este caso la constante de respuesta del servomotor de los álaves de acuerdo con los datos de la tabla 2 es 0.017 seg.

## 2.3 Speed droop permanente o estatismo:

De acuerdo con la norma I.E.C referencia [5] se tiene: característica del speed droop:

Es una gráfica que muestra la velocidad relativa de la máquina como una función del recorrido relativo del servomotor. Cuando el regulador está en estado de equilibrio y la señal de referencia es constante. La pendiente de este gráfico en un punto específico de operación se denomina speed droop permanente  $b_p$  ó  $\pi$ .

Esta curva de estatismo de la Fig. 9 se obtuvo en la Central Hidroeléctrica de Salvajina de la siguiente forma:

1. El valor de referencia de velocidad debe ajustarse a la frecuencia nominal

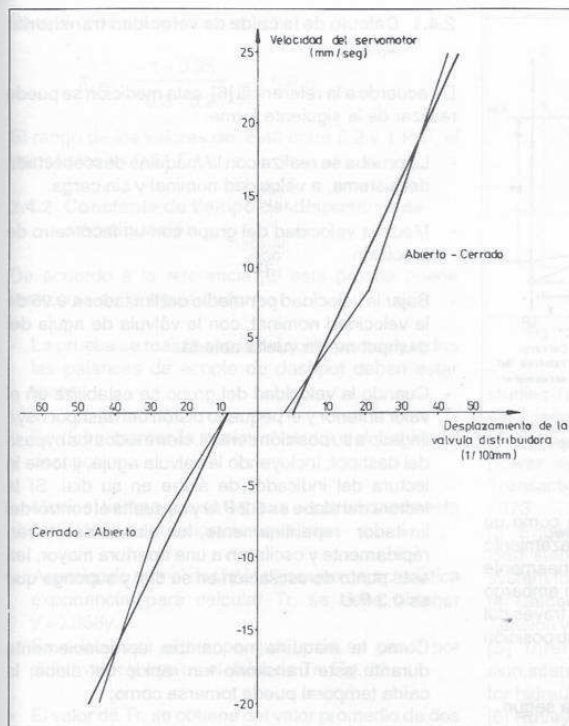


Fig. 8. Curva característica de la posición de la válvula distribuidora y la velocidad del servomotor de los álabes

- El valor de la señal medida (frecuencia de la máquina) debe ajustarse a la frecuencia nominal
- La perilla de ajuste de potencia debe ajustarse de tal manera que la carrera del servomotor sea del 100%.  
(Apertura total de los mecanismos de control de la turbina)
- Para esta prueba la máquina trabaja aislada y sin carga. La característica del speed droop es de regulador y no depende de la carga.
- Para realizar la prueba se debe incrementar gradualmente la frecuencia de la señal de medida. En el caso de Salvajina esta señal de medida de frecuencia se cambio variando el ajuste del circuito electrónico que censa la velocidad.

Al simular una variación de la fmedida de la máquina, ocurrirá de acuerdo a la Fig. 10, una variación de f,

puesto que  $f_{ref}$  permanece constante. Por lo tanto al variar f medida ocurre un desplazamiento respectivo del servomotor y de esta manera se puede obtener la curva de la Fig. 9.

Luego mediante la expresión (5) se calcula el Speed droop en porcentaje

$$D = \frac{\frac{\Delta f}{f_n}}{\frac{\Delta L}{L_n}} \times 100 \quad (5)$$

para el caso de la Central de Salvajina se ajustó el speed droop en 10, 7 y 4% y se realizaron las pruebas para comparar el ajuste, los resultados son los que se muestran en la tabla 3

| Actuador servomotor stroke ( mm ) |          |         |         |
|-----------------------------------|----------|---------|---------|
| Frequency (Hz)                    | G55 D:10 | 65 SD:7 | 65 SD:4 |
|                                   | 65 GP1   | 65 GP1  | 65 GP1  |
| 60.0 (360)                        | 59.4     | 59.4    | 58.8    |
| 61.0 (366)                        | 53.4     | 50.4    | 36.0    |
| 62.0 (372)                        | 43.8     | 35.4    | 13.2    |
| 63.0 (378)                        | 34.2     | 22.8    |         |
| 64.0 (384)                        | 25.8     | 10.8    |         |
| 65.0 (390)                        | 19.2     |         |         |
| 66.0 (396)                        | 9.0      |         |         |
| 66.5 (399)                        | 4.2      |         |         |
| 66.8 (401)                        | 0.6      |         |         |

Tabla #1 . Prueba de speed droop para 10, 7 y 4%

Los resultados de los cálculos se presentan en la tabla 2

| Droop ( % ) |        |        |
|-------------|--------|--------|
| 65 SD ( % ) |        |        |
|             | S5 GP1 | 65 GP2 |
| 4           | 4.35   | 4.35   |
| 7           | 8.17   | 8.17   |
| 10          | 11.68  | 11.68  |

Tabla #2 . Resultados de la prueba de speed droop en la Central Hidroeléctrica de Salvajina

El rango de los valores de está entre 0% y 10% y el valor típico en 5% ó 0.05 P.U

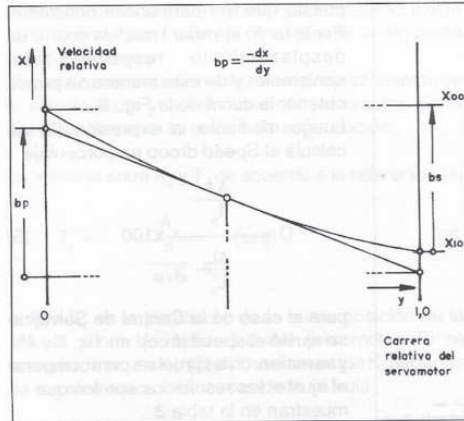


Fig. 9. Característica de speed droop

## 2.4 Dashpot

El dashpot es un amortiguador que actúa como un elemento derivador. Si se introduce un desplazamiento escalón en la posición del pistón  $z$ , momentáneamente el desplazamiento  $y$ , se hace igual al  $z$ ; sin embargo debido a la acción del resorte fluye aceite a través del orificio o resistencia  $R$  y el cilindro retorna a su posición original. (Fig. 11)

La función de transferencia de este sistema según referencia [4] es:

$$\frac{z(s)}{y(s)} = \frac{\delta T_r s}{1 + T_r s} \quad (6)$$

donde

$T_r$  : constante de tiempo del amortiguador en seg  
 $\delta$  : caída de velocidad transitoria en P.U  
 $z$  : posición de los álabes en P.U.  
 $y$  : posición de salida del dashpot en P.  
 $S$  : operador de Laplace

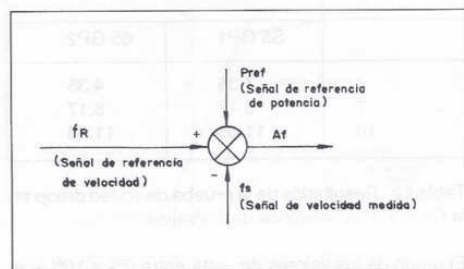


Fig. 10 Detector de error del regulador

### 2.4.1 Cálculo de la caída de velocidad transitoria: $b_p, \delta$

De acuerdo a la referencia [6], esta medición se puede realizar de la siguiente forma:

- La prueba se realiza con la máquina desconectada del sistema, a velocidad nominal y sin carga.
- Medir la velocidad del grupo con un tacómetro de precisión.
- Bajar la velocidad por medio del limitador a 0.95 de la velocidad nominal, con la válvula de aguja del dashpot media vuelta abierta.
- Cuando la velocidad del grupo se estabiliza en el valor anterior y el pequeño pistón del dashpot haya llegado a su posición central, cierre todos los bypass del dashpot, incluyendo la válvula aguja, y tome la lectura del indicador de álabes en su dial. Si la lectura del álabes es 0.2 P.U y se suelta el control del limitador repentinamente, los álabes se abrirán rápidamente y oscilarán a una apertura mayor, lea este punto de oscilación en su dial y suponga que es 0.3 P.U.
- Como la máquina no cambia apreciablemente durante este transitorio tan rápido del álabes, la caída temporal puede tomarse como:

$$\delta = \frac{\Delta n}{\Delta z} \quad (7)$$

donde

$n$  : variación de velocidad

$z$  : variación de la posición del álabes

$\delta$  : caída de velocidad transitoria

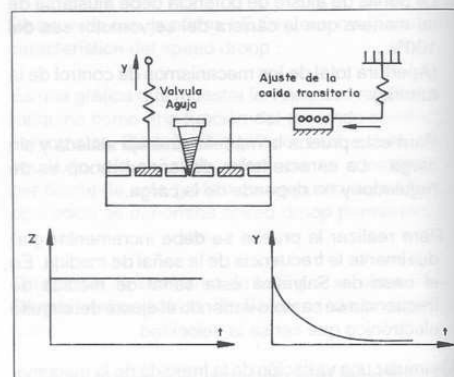


Fig. 11. Esquema del Dashpot

Para el caso del ejemplo se tiene :

$$\delta = \frac{1 - 0.95}{0.3 - 0.2} = 0.5 \text{ P.u.}$$

El rango de los valores de  $\delta$  está entre 0.2 y 1 P.U.; el valor típico es 0.31 P.U.

#### 2.4.2 Constante de tiempo del dispositivo de amortiguación

De acuerdo a la referencia [6] esta prueba puede realizarse de la siguiente forma:

- La prueba se realiza con la máquina parada y todas las palancas de acople de dashpot deben estar libres.
- Se debe marcar la posición neutra del pistón del dashpot.
- Medir el tiempo que se demora el pistón desde esta posición a su posición de equilibrio.
- Asumiendo que el dashpot tiene una característica exponencial para calcular  $T_r$ , se debe obtener  $y' = 0.368y$ .  
Se contabiliza el tiempo que tarda en pasar por dicho valor y ese es el valor de  $T_r$ . Fig. 12.
- El valor de  $T_r$ , se obtiene del valor promedio de dos mediciones del pistón hacia abajo y dos mediciones del pistón hacia arriba. Si se desea aumentar el valor de  $T_r$ , se debe cerrar la válvula de aguja.  
El rango de  $T_r$  está entre 2.5 y 25 seg, el valor típico es de 5 segundos.

#### CONCLUSIONES :

En este artículo se presenta el modelo matemático del gobernador mecánico-hidráulico y las pruebas de campo requeridas para obtener sus parámetros. En las pruebas se describen las condiciones previas de funcionamiento de la máquina, luego se presenta en forma sencilla, paso a paso, cada uno de los procedimientos; y al final se ilustra la expresión matemática para realizar el cálculo del parámetro. Dicho parámetro tiene la ventaja de obtenerse directamente en P.U., como se utiliza en los modelos empleados para la simulación.

#### REFERENCIAS

- [1] Ramey, D.G; Skoolund, Jhon W. Detailed hydrogovernor representation for system stability

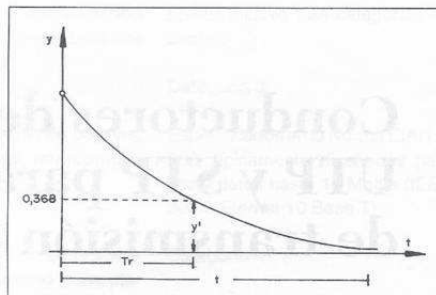


Fig. 12. Respuesta de salida en el tiempo del dashpot

studies. Transaction on power apparatus and system, vol 1, january 1970.

[2] Dynamic models for system and hidro-turbines in power system studies. IEEE commitee report. Transaction on power apparatus and systems, nov/dec 1973.

[3] Eggenberger, M.A. A simplifie Analysis of the no-load stability of mechanical-hidraulic speed control system for steam turbines. ASME paper 60-wA-34.

[4] Caicedo, Gladys. Notas del curso Reguladores de Tensión y Frecuencia, ofrecido a ISA. Medellín 1992.

[5] International Electromechanical Commis-sion, international code for testing of speed governing for hidraulic turbines.

[6] Hovey, L.M Optimun adjustment of Hydrogovernors on manitoba Hydro system. AIEE diciembre 1962.

#### AUTORES

##### Gladys Caicedo de Murcia

Ingeniera electricista de la Universidad del Valle egresada en 1986.

Magister de sistemas de generación de energía eléctrica de la Universidad del Valle en 1991.

Profesora del Departamento de Electricidad de la Universidad del Valle desde 1988.

Jefe del Laboratorio de Automática de la Universidad del Valle. Su principal campo de interés es la regulación de velocidad de turbinas.

##### Francisco Murcia Polo

Ingeniero electricista de la Universidad del Valle en 1986. Magister en sistemas de generación de energía eléctrica de la Universidad del Valle en 1991.

Ingeniero de la C.V.C, trabajó en la operación y mantenimiento en la planta de Salvajina (1988-1991), actualmente se desempeña como ingeniero de protecciones, en la misma empresa. ■