

ESTUDIO DE LA ESTABILIDAD TERMO-HIDRÁULICA DE UN GENERADOR DE VAPOR HELICOIDAL

Magni, M. C.¹² Marcel, C. P.¹²³ Delmastro, D. F.¹²

¹ Instituto Balseiro, S. C de Bariloche, Argentina.

² Centro Atómico Bariloche, S. C. de Bariloche, Argentina.

³ Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET).

Resumen

En este trabajo se presenta un modelo matemático desarrollado para estudiar la estabilidad termohidráulica de un generador de vapor de tipo helicoidal, el cual es susceptible de experimentar inestabilidades termohidráulicas originadas por ondas de densidad. Dicho modelo se utiliza para analizar la estabilidad de los generadores de vapor del reactor CAREM-25.

El modelo desarrollado se caracteriza por ser lineal, no difusivo y nodal, y permite modelar la transferencia de calor entre el circuito primario y el secundario a lo largo del generador de vapor de una manera no-uniforme, es decir mucho más cercana a la realidad que la el perfil uniforme comúnmente utilizado. Utilizando dicho modelo se busca la condición de estabilidad marginal a partir de la cual se presentarían inestabilidades por ondas de densidad. Estos resultados se contrastan con los obtenidos mediante un modelo similar, pero en el cual sí se emplea la hipótesis de perfil de potencia uniforme. Se observa que con esta hipótesis simplificada se sobreestima el fenómeno de inestabilidades por ondas de densidad para un amplio rango de potencias de operación. Para potencias bajas, en cambio, el modelo uniforme no es conservativo ya que subestima la pérdida de carga necesaria para estabilizar el sistema.

Mediante el modelo que implementa perfiles realistas de potencia, no uniformes, se pudo determinar que para el generador de vapor del CAREM-25 la situación más favorable respecto a la estabilidad se encuentra, cuando el reactor opera a presión nominal, a potencias cercanas a los 60MW. Asimismo se encontró que a potencias altas la dinámica del sistema está dominada por las fricciones provocadas en la región de dos fases mientras que a bajas potencias predominan las fricciones generadas en la región de sobrecalentamiento.

Abstract

In this work a mathematical model developed to investigate the thermalhydraulic stability of a helically coiled steam generator is presented. Such a steam generator is prone to experiment density wave oscillations. The model is therefore used to analyze the stability of the CAREM-25 reactor steam generators.

The model is linear, numerically non-diffusive and nodal. In addition, it is able to represent non-uniform heat transfer fluxes between the primary and secondary coolant circuits. By using this model the marginal stability condition is found by varying the inlet friction coefficient for different conditions. The results are then compared with those obtained with a different model for which a simple uniform heat flux profiled is assumed. It is found that with such simplification the density waves instability mechanism is overestimated in a wide range of operating powers. For very low powers, in the contrary, the so-called uniform model underestimates the stabilizing inlet friction and therefore it gives non-conservative results.

With the use of the more realistic non-uniform power profile model, it was possible to determine that, for a CAREM-25 steam generator, the most stable conditions is found at 60MW when the reactor operates at nominal pressure. Moreover, it is found that at high power levels the stability performance is dominated by the two-phase friction component while at low power levels the friction component originated in the over heated steam region prevail.

Introducción

Los generadores de vapor con tubos helicoidales son de especial interés debido a sus múltiples ventajas, como por ejemplo su alta eficiencia en la transferencia de calor y su estructura más compacta. Actualmente existen en la industria nuclear varios proyectos de reactores que incorporan generadores de vapor helicoidales, entre ellos el CAREM-25.

Las características de diseño propias del CAREM-25 hacen que se produzca un fuerte acople entre los fenómenos involucrados en la estabilidad del mismo. Por esta razón resulta necesario desarrollar herramientas propias que contemplen estos aspectos para estudiar la estabilidad del reactor, incluidos los generadores de vapor.

Reactor CAREM-25

El reactor CAREM-25 (Central Argentina de Elementos Modulares) es el primer reactor de potencia diseñado íntegramente en la Argentina. Se trata de un reactor de ciclo indirecto que se caracteriza principalmente por ser integrado, autopresurizado y refrigerado por convección natural. Siguiendo los estándares internacionales, este reactor incorpora además sistemas de seguridad pasivos.

El sistema de generación de vapor del CAREM-25 consiste en doce módulos individuales ubicados en el recinto anular que se encuentra entre el recipiente de presión y la chimenea, ver Figura 1. Los generadores de vapor (GVs) son del tipo “one through” o de un solo paso, con tubos helicoidales, ver Figura 2. En las Tablas 1 y 2 se presentan los datos térmicos y geométricos de los generadores de vapor (Ver ref. [1]).

El refrigerante del circuito primario ingresa al generador de vapor por la parte superior y desciende entre los tubos, transfiriendo el calor hacia el circuito secundario; luego sale por la boca inferior y se dirige hacia el núcleo.

El agua del sistema secundario baja por los tubos de alimentación o bajada y luego asciende a través de los helicoides donde se convierte en vapor a través de tres etapas: una de precalentamiento, una de evaporación y otra de sobrecalentamiento.

Como el agua del sistema secundario sale del GV en condiciones de vapor sobrecalentado es susceptible de experimentar inestabilidades termohidráulicas originadas por ondas de densidad (DWO por sus siglas en inglés).

Ondas de densidad (DWO)

Las ondas de densidad son inestabilidades termohidráulicas del tipo dinámicas. Ocurren bajo ciertas condiciones de operación de sistemas en ebullición y por lo tanto en sistemas donde existe la ebullición sucedida por el sobrecalentamiento del fluido como es el caso de los generadores de vapor del reactor CAREM-25.

Para comprender el mecanismo físico de este fenómeno consideremos un canal calefaccionado al que ingresa un cierto caudal de fluido el cual en algún punto de su recorrido alcanza la ebullición. En régimen estacionario las propiedades del fluido en cada punto del canal no varían con el tiempo, entre estas propiedades resulta de particular interés la densidad, como el nombre del fenómeno lo indica.

Supongamos que se produce una perturbación en el caudal de entrada el cual origina un frente de entalpía que en la zona de dos fases se mueve a una nueva velocidad modificando a su paso la densidad a lo largo del canal. Estas fluctuaciones de la densidad son especialmente significativas en la zona de dos fases debido al gran salto de densidad que se observa cuando un fluido entra en ebullición (Ver Figura 3). Dichas perturbaciones en la densidad se propagan aguas abajo hasta el final del canal. Esta propagación, claro está, no se produce de forma inmediata sino que se desarrolla con cierta demora de tiempo y en modo de ondas, que es lo que le da nombre al fenómeno.

Debido a las perturbaciones de caudal y densidad que se propagan en un tiempo finito, la caída de presión local (y por ende la total) fluctúa u oscila con cierto retraso con respecto a la perturbación inicial. Por consiguiente, si la caída de presión total es impuesta externamente, se genera una realimentación en la perturbación del flujo a la entrada del canal. Dependiendo del desfase y la amplitud de dicha realimentación las oscilaciones pueden amplificarse generando inestabilidades.

Resumiendo, los puntos importantes responsables de la aparición de DWO son:

- DEMORAS: Cualquier perturbación produce efectos demorados en el tiempo en la zona cercana a la salida del canal.
- REALIMENTACIONES: Las condiciones de contorno del sistema producen a su vez otros cambios en las variables del sistema (proceso de realimentación).

Resumiendo, para el fenómeno de inestabilidades por ondas de densidad, es de gran importancia tanto la amplitud de las realimentaciones como el desfase de las mismas respecto a la perturbación inicial.

Del mecanismo físico detrás del fenómeno de las ondas de densidad se deduce que:

- Cualquier pérdida de carga colocada a la salida, en la zona de dos fases o de vapor, se encuentra desfasada o demorada con respecto a perturbaciones del flujo a la entrada del canal.
- Cualquier pérdida de carga concentrada a la entrada, donde el refrigerante está en estado líquido, se encuentra en fase con la perturbación del flujo a la entrada del canal, provocando un efecto relativamente menor de las perturbaciones.

Consecuentemente, se podría mejorar la estabilidad del sistema colocando una restricción a la entrada del canal de manera que la pérdida de carga resultante a la entrada sea suficientemente grande como para estabilizar las oscilaciones. Dicho de otra manera, al aumentar el valor de la pérdida de carga en la región de fase líquida, que no produce desfase, la magnitud de la pérdida de carga desfasada es relativamente menor y por lo tanto también la amplitud de la realimentación.

En el diseño de los generadores de vapor del CAREM-25 existe una pérdida de carga a la entrada de cada tubo del lado secundario suficientemente grande como para evitar que se produzcan fenómenos de inestabilidad por ondas de densidad. El valor de esta pérdida de carga se encuentra determinado por una constante de fricción localizada k_i de manera que

$$\Delta P_i = \frac{k_i \dot{m}^2}{2 \rho_f A^2} \quad (1)$$

donde ΔP_i es la pérdida de carga a la entrada del GV, k_i es el coeficiente de pérdida de carga, \dot{m} es el caudal másico, A es el área de pasaje y ρ_f es la densidad del líquido.

En este trabajo se presenta un modelo que permite determinar de manera rápida cuál es el mínimo valor del parámetro k_i que estabiliza al canal, es decir, permite encontrar el k_i que asegura la estabilidad marginal. Este modelo se caracteriza por ser lineal, no difusivo, nodal (con tres nodos) y en donde la transferencia de calor desde el sistema primario al secundario es arbitraria. Los resultados obtenidos con este modelo se contrastan con los obtenidos utilizando un modelo similar en el que se considera que la transferencia de calor es uniforme a lo largo del GV, ver [2].

Modelo

Para estudiar la estabilidad del generador de vapor se desarrolló un modelo matemático de los tubos que componen el circuito secundario [3]. Dicho modelo se caracteriza por ser lineal, permitiendo evaluar los límites de estabilidad del sistema de manera muy sencilla y a bajo costo computacional al tiempo que es estrictamente no difusivo.

El sistema modelado se muestra en la Figura 4. Se trata de un canal recto, inclinado cierto ángulo respecto de la horizontal, sujeto a una caída de presión constante y al cual se le entrega una potencia total Q , la cual se mantiene constante en el tiempo. La distribución lineal de potencia, por su parte, varía con la posición a lo largo del canal como se muestra en la misma figura. El refrigerante ingresa al canal a una velocidad u_i , con una entalpía de subenfriamiento constante h_i . En cierto punto el líquido se satura y comienza la ebullición. La posición donde se inicia el cambio de fase se denomina frontera de ebullición y se produce a una distancia λ desde la entrada del canal. Cuando todo el líquido se transforma en vapor comienza el sobrecalentamiento del mismo en el punto que se denomina frontera de secado, situado a una distancia γ desde la entrada del canal.

Dadas las características del sistema en estudio, para abordar el problema se divide el canal en tres zonas. La primera abarca la región de líquido subenfriado, comprendida entre la entrada del canal y la frontera de ebullición. La segunda zona, limitada entre ambas fronteras, coincide con la región en ebullición. Y la tercera, la de vapor sobrecalentado, se extiende desde la frontera de secado hasta el final del canal. Cada una de estas zonas se modela como un único nodo.

Con el fin de lograr una mejor representación de la transferencia de calor desde el sistema primario al secundario se utiliza una función exponencial para ajustar el perfil de potencia mostrado en la Figura 4, una exponencial diferente en cada zona o nodo. Asimismo, para cada valor diferente de potencia total entregada existe una distribución diferente de potencia y por lo tanto los ajustes exponenciales también varían. Debido a que en cada región se ajusta el perfil de potencia por una función exponencial, a este modelo se lo denomina modelo exponencial.

En resumen se consideran las siguientes hipótesis para el modelo:

- Se trata el problema en forma unidimensional, con un área de pasaje uniforme;
- se desprecian los términos de energía cinética, y la disipación viscosa;

- se considera que la caída de presión total y la temperatura de entrada son constantes;
- sólo hay fricciones concentradas a la entrada y a la salida del canal;
- el flujo de calor es constante en el tiempo y se representa con una función exponencial diferente en cada zona;
- en el modelado de cada una de las tres regiones se realizan las siguientes consideraciones:
 - Región líquida: el fluido es incompresible y la densidad del mismo en toda la región es igual al valor de la densidad en el punto de ebullición. En el cálculo de las fricciones distribuidas se utiliza la correlación de Blasius para obtener el coeficiente de fricción de Darcy (Ver ref. [4]). Se calcula un coeficiente medio para toda la región líquida el cual se obtiene como el promedio entre los valores en los extremos (Ver ref. [3]), es decir

$$f = \frac{f_i + f_f}{2} \quad (2)$$

donde f es el coeficiente de Darcy y los subíndices i y f indican la entrada del canal y la frontera de ebullición, respectivamente.

- Región líquido-vapor: el fluido se comporta como mezcla homogénea de dos fases (ambas incompresibles), que se encuentran en equilibrio termodinámico. Es decir, se aplica el modelo homogéneo (HEM). En el cálculo de las fricciones distribuidas también se utiliza la correlación de Blasius para obtener el coeficiente de fricción de Darcy.

$$f = 0.184 Re^{-1/5} \quad (3)$$

donde f es el coeficiente de Darcy y Re es el número de Reynolds. Se calcula un coeficiente medio para toda la región el cual se obtiene como el promedio entre los valores en los extremos y a dicho valor se lo corrige con una constante de manera que la pérdida de carga por fricciones distribuidas en la zona de dos fases calculada con dicho coeficiente corregido coincida con la pérdida calculada utilizando el multiplicador de dos fases de Martinelli, Nelson y Jones (Ver ref. [3] y [4]), es decir

$$f = \frac{f_f + f_g}{2} \left(\frac{\Delta p_{\phi_{lo}}}{\Delta p} \right) \quad (4)$$

los subíndices f y g indican la frontera de ebullición y la de secado, respectivamente, $\Delta p_{\phi_{lo}}$ es la pérdida de carga calculada utilizando el multiplicador de dos fases y Δp es la pérdida de carga obtenida utilizando el coeficiente de Darcy promedio;

- región de vapor sobrecalentado: el fluido se comporta como un gas ideal a presión constante. En el cálculo de las fricciones distribuidas también se utiliza la correlación de Blasius para obtener el coeficiente de fricción de Darcy y se lo calcula como el promedio entre los valores en los extremos (Ver ref. [3]), es decir

$$f = \frac{f_g + f_e}{2} \quad (5)$$

donde f es el coeficiente de Darcy y los subíndices g y e indican la frontera de secado y la salida del canal, respectivamente.

Como se trata de un modelo lineal el análisis de estabilidad se realiza en el dominio de la frecuencia, para lo cual se linealizan las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía, y se usa la ecuación de estado en el dominio de la solución de estado estacionario y se trasladan los resultados al dominio de la frecuencia mediante la transformada de Laplace, ver [3] para más detalles.

La estabilidad de la respuesta temporal del sistema depende de los polos del mismo como se ilustra en la Figura 5. Se observa que para que el sistema sea estable los polos del mismo deben estar en el semiplano izquierdo del plano “s”.

Los polos del sistema a su vez coinciden con los ceros de la ecuación característica. La ecuación característica del canal es igual a la función de transferencia correspondiente a la caída de presión total, Ecuación (6). Ésta no es otra cosa que la suma de todas las contribuciones a la caída de presión: aceleración, fricción, gravitatoria e inercial.

$$\frac{\Delta P}{U_i} = \frac{\Delta P_I}{U_i} + \frac{\Delta P_a}{U_i} + \frac{\Delta P_{fr}}{U_i} + \frac{\Delta P_G}{U_i} \quad (6)$$

donde U es la transformada de Laplace de la perturbación de la velocidad y ΔP es la integral a lo largo del canal de la transformada de la perturbación de la presión. Los subíndices i , I , a , fr y G indican la entrada del canal, el término inercial, el de aceleración, el de fricción y el gravitatorio, respectivamente.

Si algún cero de esta función de transferencia tiene una parte real positiva, una pequeña perturbación en el flujo de entrada crecerá y el sistema será inestable. Para que el sistema sea estable, todos los ceros de esta función tienen que tener parte real negativa.

Resultados

Modelo Uniforme

En la Figura 6 se muestran los valores de la fricción localizada k_i obtenidos utilizando el modelo desarrollado en [2], el cual emplea un perfil de potencia uniforme para representar la transferencia de calor entre los sistemas primario y secundario del generador de vapor. En dicha figura se grafica el mínimo valor de la pérdida de carga que es necesario introducir en la entrada de cada tubo para asegurar la estabilidad marginal del canal, la cual depende de la potencia de operación. Dicha pérdida de carga se encuentra representada por una constante de fricción localizada según se introdujo en la Ecuación (1). Como puede apreciarse, el caso más comprometido desde el punto de vista de la estabilidad termohidráulica es el de menor potencia transferida en el GV puesto que en este caso es máxima la pérdida de carga que debe agregarse en la entrada para asegurar la estabilidad del canal del lado secundario.

Para comprender este resultado es importante analizar qué sucede con la magnitud y el desfase de las realimentaciones originadas en las zonas de ebullición y sobrecalentamiento cuando se varía la potencia intercambiada.

Análisis de la magnitud

Para estudiar el efecto que tiene cambiar la potencia transferida en la magnitud de la realimentación dada por las pérdidas por fricción, primero evaluaremos cuál es la

relación existente entre el caudal másico del secundario y la potencia transferida en el GV. El balance de energía en el GV se puede expresar como sigue:

$$Q = \dot{m}_{sec}[c_{p,l}(T_{sat} - T_i) + h_{fg} + c_{p,v}(T_e - T_{sat})] \quad (7)$$

donde Q es la potencia transferida en el GV, \dot{m}_{sec} es el caudal másico del lado secundario, T_{sat} es la temperatura de saturación, T_i y T_e son las temperaturas de entrada y salida, respectivamente, h_{fg} es la diferencia entre la entalpía del líquido y la del vapor, y $c_{p,l}$ y $c_{p,v}$ son los calores específicos del líquido y del vapor, respectivamente.

El balance de energía dado por la Ecuación (7) muestra que el caudal del secundario varía casi linealmente con la potencia transferida dado que el término encerrado entre corchetes depende casi exclusivamente de la presión de operación, con excepción de la temperatura de salida, T_e , que varía muy levemente con la potencia.

En particular, de la Ecuación (7) se deduce que si disminuye la potencia el caudal del secundario debe disminuir proporcionalmente para mantener los parámetros del caudal de vapor constantes. Dado que el caudal másico se conserva en las tres regiones analizadas, este parámetro no influye directamente en el peso relativo de las pérdidas de carga por fricción. Sin embargo, veremos que una variación del caudal sí podría influir indirectamente en otros parámetros de interés para la estabilidad del sistema tales como los coeficientes de fricción de Darcy, en la longitud de cada una de las regiones, en el desfase de las realimentaciones, etc.

La disminución del caudal produce un aumento en el coeficiente de fricción distribuida a lo largo del canal. Para comprobar esto, en la Figura 7(a) se grafica el valor del coeficiente de fricción de Darcy obtenido usando la correlación de Blasius (Ver Ecuación (3)) en cuatro puntos del canal en los cuales el refrigerante está en simple fase: a la entrada, en la frontera de ebullición, en la frontera de secado y a la salida. Sin embargo, dicho incremento en el valor del coeficiente de fricción se produce casi en la misma proporción a lo largo del canal como se puede observar en la Figura 7(b) donde se grafica el porcentaje de incremento en el coeficiente de fricción respecto del valor a plena potencia (100 MW).

Asimismo, para conocer la longitud de cada una de las tres regiones (precalentador, evaporador y sobrecalentador) se construyó la Figura 8 en la que se detallan las posiciones de las fronteras de ebullición y de secado para cada potencia. Como puede verse, debido a que la entalpía del refrigerante a la entrada y a la salida del canal es aproximadamente independiente de la potencia transferida, las posiciones de dichas fronteras se mantienen invariantes para todos los casos correspondientes a la distribución de potencia uniforme.

El aumento del coeficiente de fricción en similar proporción a lo largo del canal sumado a la conservación de las longitudes mantiene casi constante el peso relativo que tienen las pérdidas de carga por fricciones distribuidas en cada una de las regiones. Sin embargo, la pérdida de carga localizada producida por k_i debe acompañar la tendencia de los factores de fricción distribuida mostrada en la Figura 7. Por esto, para estabilizar el sistema al disminuir la potencia, k_i debe aumentar conforme lo hacen los factores de fricción distribuida.

Análisis del desfase

Por otra parte, la disminución en el caudal másico aumenta el tiempo de tránsito en el canal. Este efecto puede verse claramente en la Figura 9 en la cual se muestra tanto el tiempo de tránsito como el período correspondiente al polo más inestable del sistema, en función de la potencia transferida. Claramente se observa que al disminuir la potencia, aumenta el desfase existente entre las pérdidas de carga producidas en las zonas de dos fases y de vapor sobrecalentado con respecto a las perturbaciones a la entrada del canal.

En la Figura 9 también se muestra la relación existente entre el tiempo de tránsito a lo largo del canal y el período asociado a la frecuencia principal de oscilación. Como puede verse dicha relación concuerda con lo esperado para inestabilidades inducidas por ondas de densidad en las cuales el período de tales inestabilidades toma valores entre uno y dos veces el tiempo de tránsito en la sección en cuestión., esto es, $T_{osc} \in (t_t, 2t_t)$ (Ver[5] y [6]).

Modelo Exponencial

En la Figura 10 se muestran los resultados obtenidos utilizando el modelo que incluye la transferencia de potencia no uniforme presentado en este trabajo. En dicha figura se grafica la mínima pérdida de carga que es necesario introducir a la entrada de cada tubo para asegurar la estabilidad en función de la potencia de operación. Para facilitar la comparación también se incluyen los resultados obtenidos utilizando el perfil de potencia uniforme analizado en la sección anterior.

Comparando los resultados se observa que la condición de operación más estable difiere de un modelo al otro. En el caso del modelo uniforme la condición más estable se encuentra a la potencia máxima analizada (condición nominal) debido a lo explicado anteriormente. Con el modelo exponencial, en cambio, la condición más estable se encuentra en un valor intermedio cercano a los 60MW. Para explicar este resultado deben tenerse en cuenta no sólo los mismos aspectos estáticos y dinámicos que se consideraron para el caso uniforme sino también la importancia relativa de la fricción generada en la región de dos fases respecto a la generada en la región de sobrecalentamiento.

Análisis de la magnitud

Como muestra la Figura 11, a diferencia de lo que ocurre cuando se emplea la hipótesis de perfil de potencia uniforme, la longitud de cada una de las zonas varía considerablemente al modificar la potencia. En dicha figura se observa que la longitud de la zona de evaporación disminuye al disminuir la potencia, lo cual tiene un efecto estabilizador mientras que la longitud de precalentamiento disminuye y la de sobrecalentamiento aumenta.

Análisis del desfase

Al disminuir la potencia aumenta el tiempo de tránsito en el canal (Ver Figura 12) con lo cual aumenta el desfase existente entre las pérdidas de carga producidas en las zonas de dos fases y de vapor sobrecalentado con respecto a las perturbaciones a la entrada del canal. En la Figura 9 se muestra que en este caso también el período asociado a la frecuencia principal de oscilación está comprendido entre una y dos veces el tiempo de tránsito en el tubo, esto es, $T_{osc} \in (t_t, 2t_t)$ (Ver [5] y [6]).

Decay Ratio

El *decay ratio* DR , es un indicador de la estabilidad lineal de un sistema cuyo comportamiento es oscilatorio. Se define como el cociente entre la amplitud de la perturbación en dos picos sucesivos. Claramente, como se muestra en la Figura 13, si el DR resulta menor a uno la amplitud de una perturbación externa disminuye en el tiempo o, dicho de otro modo, el sistema es estable. Por el contrario, si el DR es mayor a uno las oscilaciones divergen y el sistema se define como inestable. En el límite entre ambos comportamientos se encuentra la situación de estabilidad marginal cuando el DR es igual a uno, en cuyo caso el sistema oscila de manera autosostenida.

Matemáticamente, el DR se define como

$$DR = e^{\frac{2\pi\sigma}{|\omega|}} \quad (8)$$

donde $s = \sigma + i \cdot \omega$ es el polo más inestable (con mayor parte real) de la función de transferencia característica del sistema (Ver Ecuación(6)).

Como se mencionó anteriormente, la Figura 10 muestra el mínimo k_i que asegura la estabilidad en función de las distintas potencias de operación de los generadores de vapor. Cada uno de los puntos graficados en dicha figura representa una condición de operación marginal de manera que para cada uno de ellos $DR = 1$, lo que se desprende de la definición de DR dada en la Ecuación (8).

Para obtener la Figura 15 se modifica uno a uno el peso de los términos de la ecuación de momento (aceleración, fricción, inercial o gravitatorio) y se recalcula el DR . Con el nuevo DR se obtiene la variación porcentual del DR , es decir:

$$\Delta DR = \frac{DR - DR_0}{DR_0} \quad (9)$$

donde DR_0 es el decay ratio correspondiente a la situación marginal (puntos de la Figura 10), es decir $DR_0 = 1$.

Si el ΔDR resulta menor a cero significa que incrementar el peso de dicho término en la ecuación de momento tuvo un efecto estabilizador en el sistema. Por el contrario, si el ΔDR resulta mayor a cero podemos asegurar que dicho término tiene un efecto inestabilizador.

Para confeccionar la Figura 15 se incrementa un 5% el peso de cada uno de los términos por separado y se grafica el ΔDR correspondiente a cada efecto en función de la potencia total transferida. Asimismo se grafican los cambios relativos del ΔDR normalizando con la longitud de cada región en cuestión.

Se observa que con el modelo uniforme las fricciones en la zona del evaporador dominan el comportamiento del sistema; mientras que con el modelo exponencial el comportamiento del sistema a alta potencia se encuentra dominado por el efecto de las fricciones en el evaporador, y a potencias más bajas dominan las fricciones en el sobrecalentador. Sin embargo, al estudiar los cambios de ΔDR normalizados, se ve que, en ambos casos y para un amplio rango de potencias, el efecto más inestabilizador por unidad de longitud se debe al proceso de evaporación. Por esta razón, si bien a potencias

mayores a 20MW la región ocupada por fluido en estado bifásico y por vapor sobrecalentado es mayor en el caso exponencial, el modelo uniforme predice un comportamiento más inestable que aquel. Esto se debe a que el modelo uniforme sobreestima la longitud de la región de dos fases que es la que tiene más peso relativo para producir inestabilidades. Por el contrario, a potencias menores a 20MW, la tendencia anterior se revierte y el término más inestabilizador pasa a ser ahora el correspondiente a las fricciones en la zona de sobrecalentamiento. Es por esto que el caso más estable es ahora el uniforme pues subestima esta zona en detrimento de la de evaporación.

El modelo exponencial predice que a aproximadamente 60MW el sistema alcanza un máximo en la estabilidad. Este punto puede explicarse debido a que en esta zona hay dos efectos contrapuestos de magnitudes comparables. Por un lado al aumentar la potencia se aumenta la región del precalentador al tiempo que disminuyen los factores de fricción distribuida. Por el otro, aumenta la longitud de la región de dos fases que es la que más peso tiene para producir inestabilidades. Como resultado de la competencia de estos dos efectos el sistema alcanza un máximo de estabilidad a una potencia intermedia.

Conclusiones

Se presentó un modelo matemático desarrollado para estudiar la estabilidad termohidráulica de un generador de vapor del tipo helicoidal. Dicho modelo se aplicó en el análisis de estabilidad de los generadores de vapor del reactor CAREM-25.

Se contrastaron los resultados obtenidos utilizando dos modelos: uno que emplea la hipótesis de perfil de potencia uniforme, y el que aquí se presenta que considera un perfil de potencia más realista de acuerdo a los fenómenos físicos involucrados (convección con fase líquida, ebullición y convección con vapor). Debido a que en cada región se ajusta el perfil de potencia por una función exponencial, a este modelo se lo denomina exponencial.

Se encontró que tanto el modelo uniforme como el exponencial predicen que la condición más inestable se da cuando el reactor trabaja a baja potencia. Por otra parte, la condición más estable, según el modelo uniforme, se presenta a 100% potencia, mientras que el modelo exponencial predice que la condición de mayor estabilidad se da a una potencia cercana a 60MW. Asimismo, el modelo uniforme sobreestima el fenómeno de inestabilidades por ondas de densidad en casi todo el rango de potencias, excepto para las potencias más bajas.

Se realizó también un estudio de sensibilidad para ver cómo influyen en la estabilidad del GV las distintas contribuciones de la caída de presión: aceleración, fricciones, efectos gravitatorios y efectos inerciales. Se encontró que en el modelo uniforme las fricciones en la zona del evaporador dominan el comportamiento del sistema. En el modelo exponencial, por su parte, el comportamiento del sistema a alta potencia se encuentra dominado por el efecto de las fricciones en el evaporador, mientras que a potencias más bajas dominan las fricciones en el sobrecalentador.

Nomenclatura

Letras

A : Área transversal de pasaje

f : Coeficiente de fricción de Darcy

k : Coeficiente de fricción localizada

P : Transformada de Laplace de la perturbación de la presión

Q : Potencia

s : Variable de Laplace

U : Transformada de Laplace de la perturbación de la velocidad

Letras griegas

γ : Posición de la frontera de secado

λ : Posición de la frontera de ebullición

ρ : Densidad

σ : Parte real

ω : Parte imaginaria

Subíndices

O : Estado estacionario

a : Aceleración

e : Salida del canal

f : Valor de la propiedad del líquido en saturación

f : Valor de la propiedad en la frontera de ebullición

fr : Fricción

g : Valor de la propiedad en la frontera de secado

G : Gravitatorio

i : Entrada del canal

I : inercial

Referencias

- [1] IAEA-TECDOC-1391. Status of advanced light water reactor designs. 2004.
- [2] Magni, M.C. Estudio de la estabilidad termo-hidráulica de reactores nucleares de agua supercrítica. Proyecto integrador de Ingeniería Nuclear, Instituto Balseiro, U.N.Cuyo, S. C. de Bariloche, Argentina, 2009.
- [3] Magni, M.C. Estudio numérico de la estabilidad termohidráulica de sistemas refrigerados con fluidos en estado supercrítico y subcrítico con sobrecalentamiento. Tesis de Maestría en Ingeniería, Instituto Balseiro, U.N.Cuyo, S. C. de Bariloche, Argentina (en preparación).
- [4] Todreas, N.E., Kazimi, J.S. Nuclear systems I: ThermalHydraulic Fundamentals. 2da ed. Taylor & Francis, 1993.
- [5] Rohde, M., Marcel, C.P., Van der Hagen, T.H.J.J., Manera, A., Shiralkar, B. "Investigating the ESBWR stability with experimental and numerical tools: A comparative study". Nuclear Engineering and Design, 240 (2) (2010) pp.375–384.
- [6] Marcel, C. P., "Experimental and Numerical Stability Investigations on Natural Circulation Boiling Water Reactors". IOS press (2007).

Tablas

| Datos térmicos del Primario | |
|--------------------------------------|-----------|
| Presión nominal | 12,25 MPa |
| Temperatura de entrada | 326 °C |
| Potencia térmica por GV | 8,33 MW |
| Datos térmicos del Secundario | |
| Presión a la entrada | 5 MPa |
| Presión a la salida | 4,7 MPa |
| Temperatura de entrada | 200 °C |

Tabla 1: Parámetros térmicos del generador de vapor en condición nominal (Ver ref. [1]).

| Datos geométricos | |
|-----------------------------|--------|
| Número de tubos | 52 |
| Longitud activa aproximada | 3,1 m |
| Paso axial entre espiras | 18 mm |
| Longitud media de cada tubo | 26,3 m |

Tabla 2: Parámetros geométricos del generador de vapor (Ver ref. [1]).

Figuras

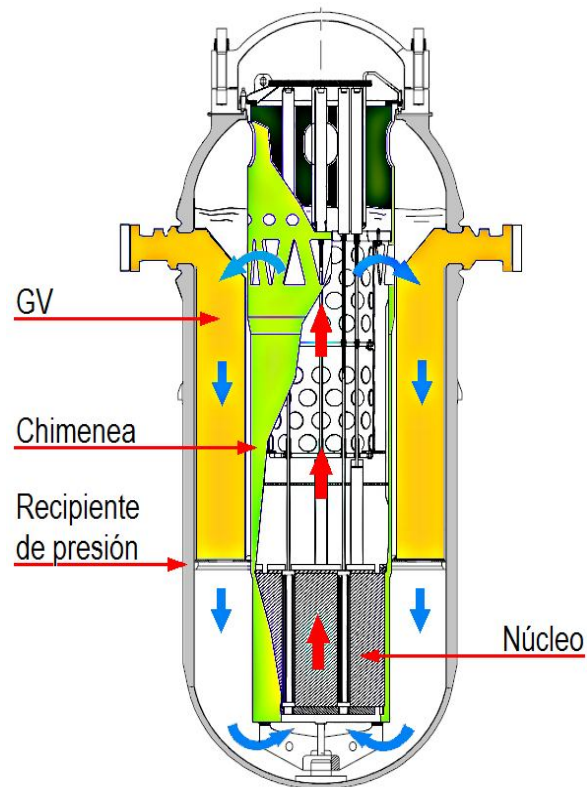


Figura 1: Esquema del reactor CAREM-25.

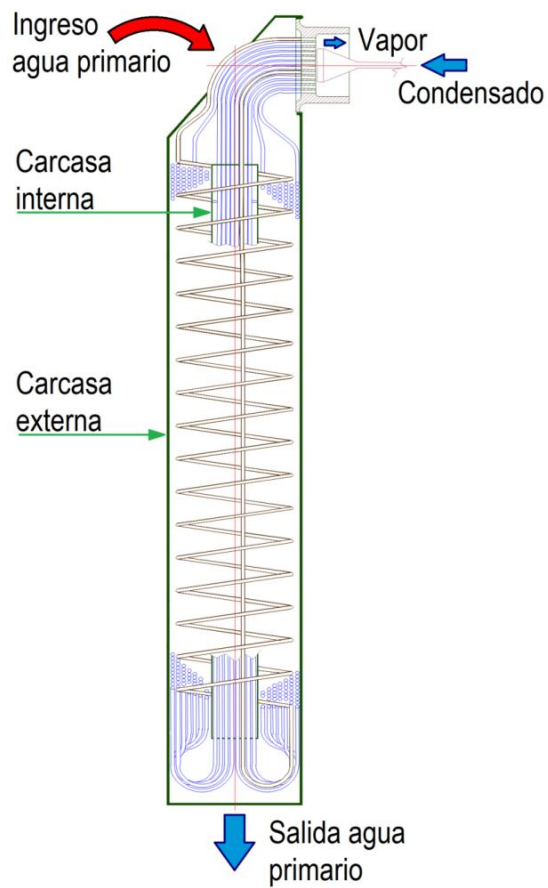


Figura 2: Esquema de un generador de vapor del Reactor CAREM-25.

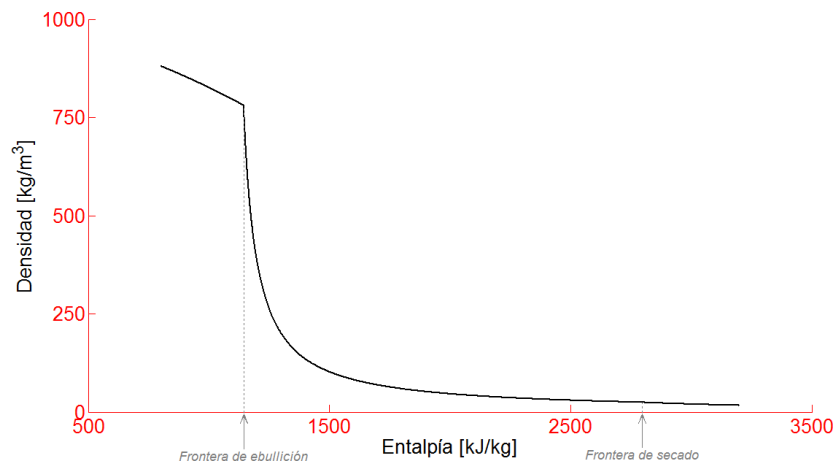


Figura 3: Densidad del agua en función de la entalpía a una presión de 4,85 MPa.

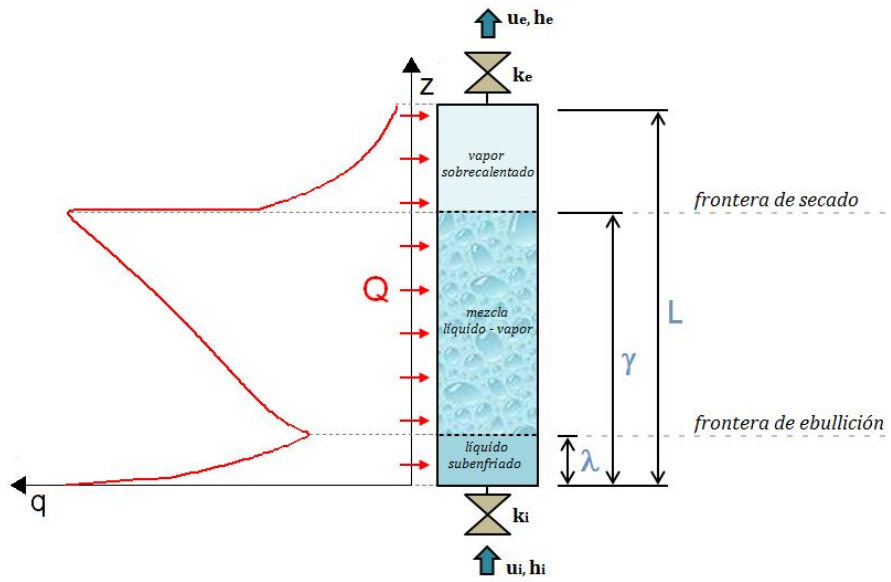


Figura 4: Modelo de tres zonas para un canal calefaccionado, con perfil de potencia no uniforme.

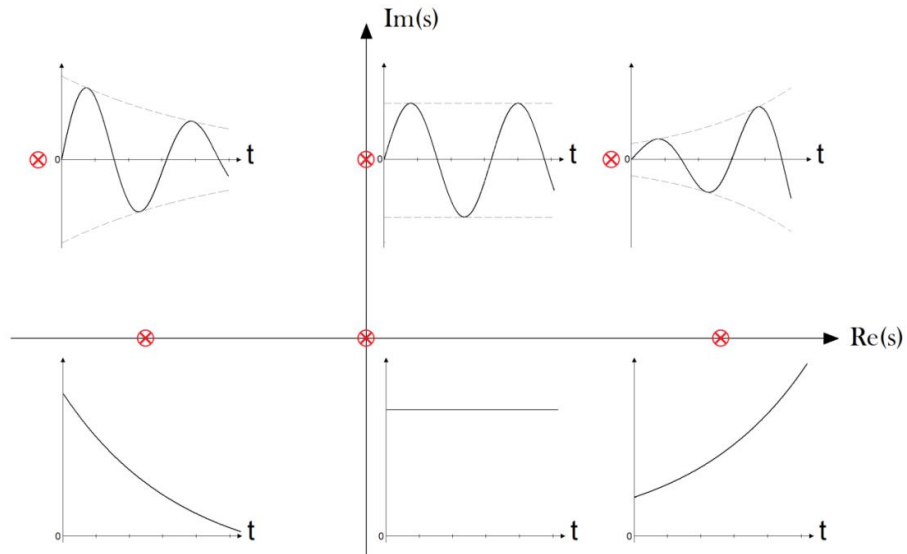


Figura 5: Respuesta temporal de un sistema de acuerdo a la ubicación de sus polos en el plano complejo.

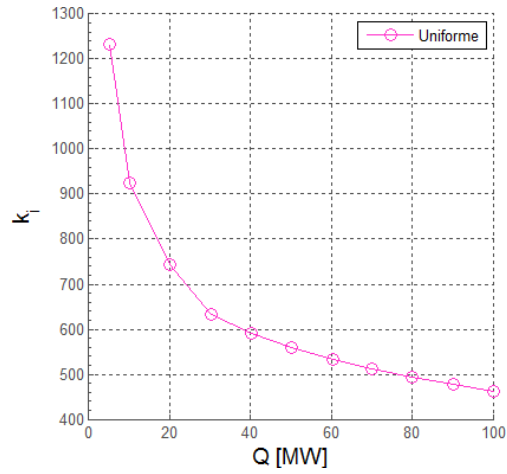


Figura 6: Valor marginal de la constante de fricción localizada a la entrada de cada tubo del GV en función de la potencia de operación, obtenido utilizando el modelo uniforme.

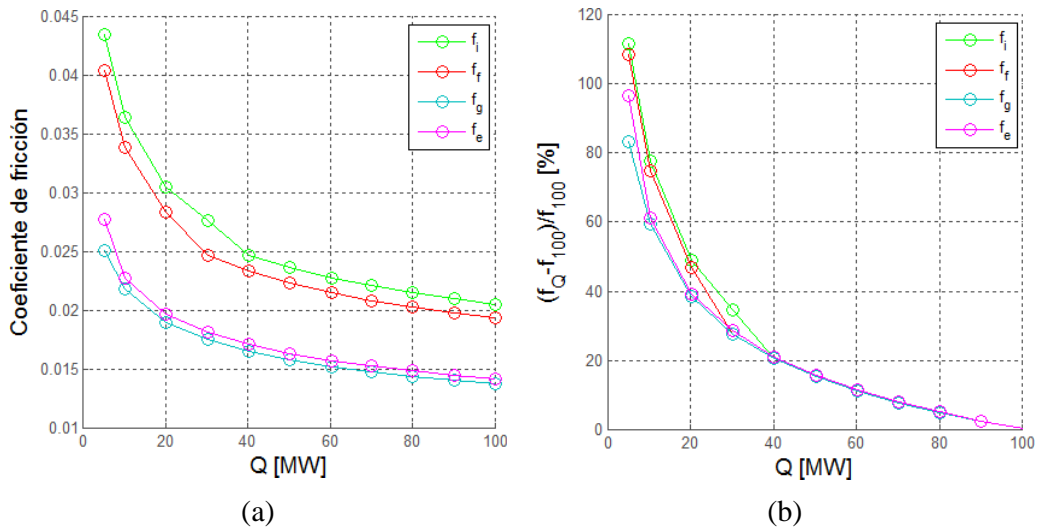


Figura 7: (a) Coeficiente de fricción de Darcy a la entrada del canal f_i , en la frontera de ebullición f_f , en la de secado f_g y a la salida del canal para las distintas potencias de operación f_e . (b) Variación relativa del coeficiente de fricción a la entrada, en la frontera de ebullición, en la de secado y a la salida del canal calculado para cada potencia con respecto al valor obtenido a plena potencia.

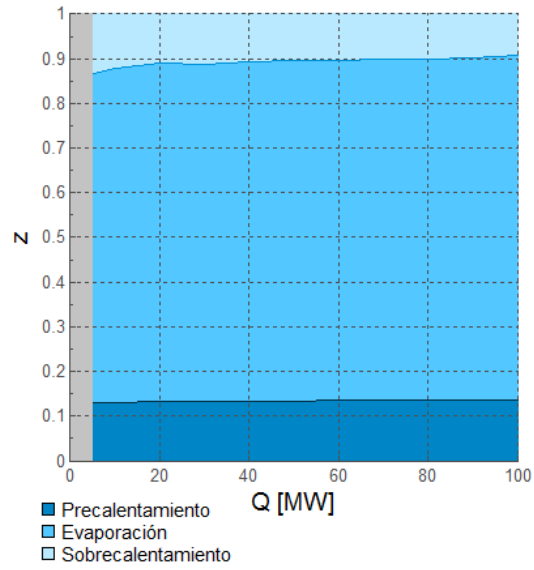


Figura 8: Extensión de las zonas de prealeantamiento, de evaporación y de sobrecalentamiento para las distintas potencias de operación, utilizando el modelo uniforme.

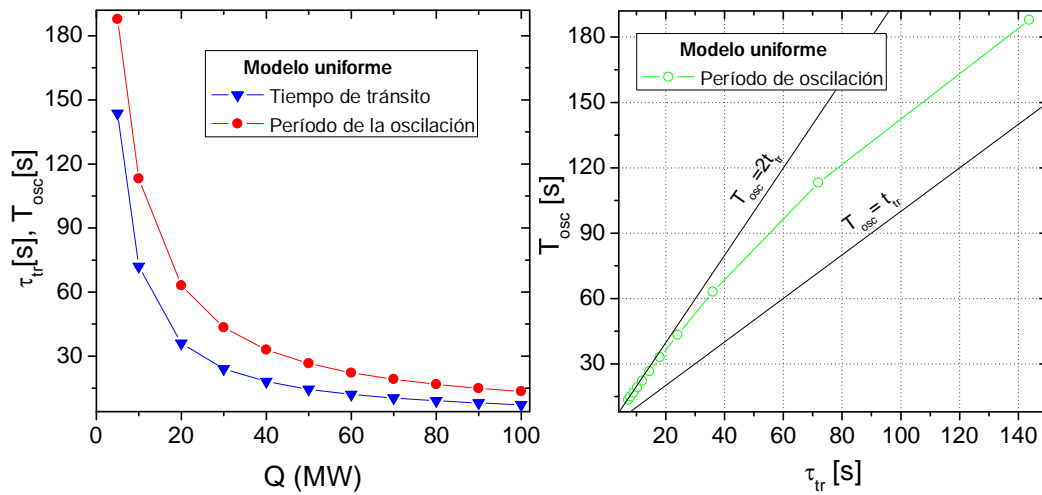


Figura 9: Tiempo de tránsito a lo largo del canal obtenido utilizando el modelo uniforme, para cada potencia de operación.

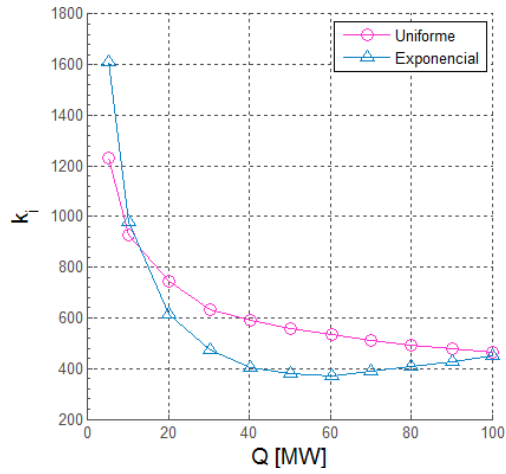


Figura 10: Valor marginal de la constante de fricción localizada a la entrada de cada tubo del GV en función de la potencia de operación, obtenido utilizando el modelo uniforme y el modelo exponencial.

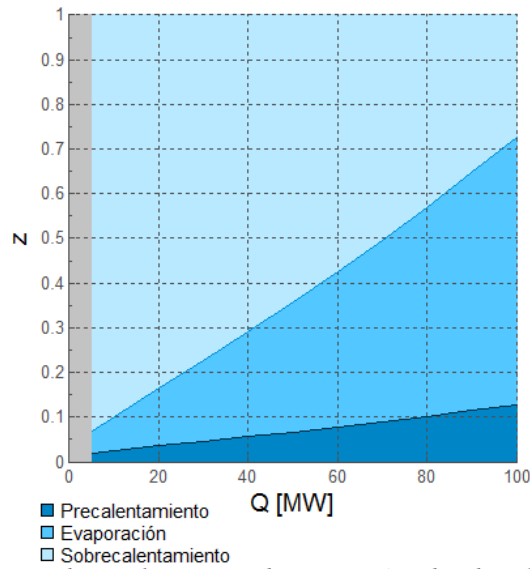


Figura 11: Extensión de las zonas de precaentamiento, de evaporación y de sobrecalentamiento para las distintas potencias de operación, utilizando el modelo exponencial.

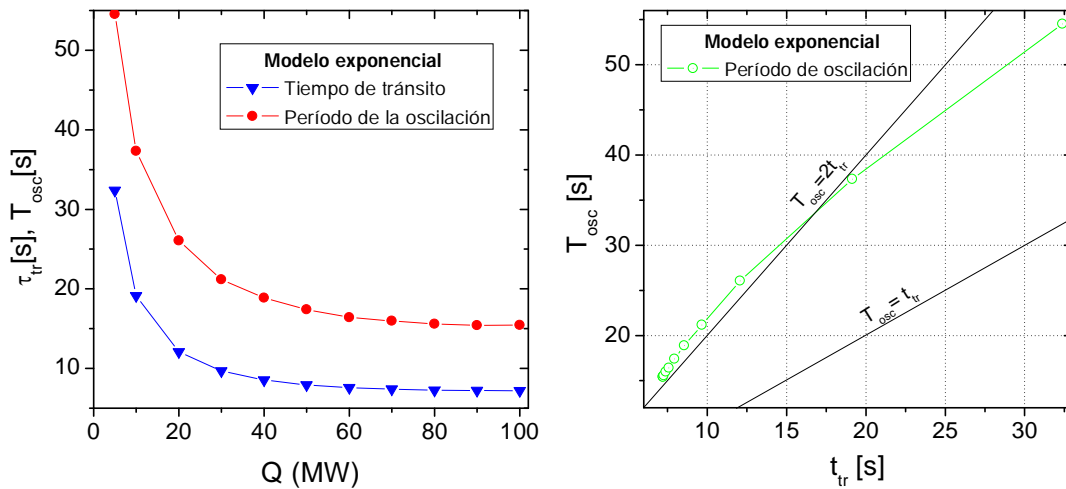


Figura 12: Tiempo de tránsito a lo largo del canal obtenido utilizando el modelo exponencial, para cada potencia de operación.

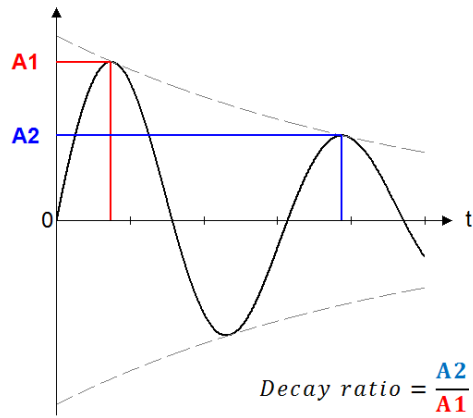


Figura 13: Definición del decay ratio.

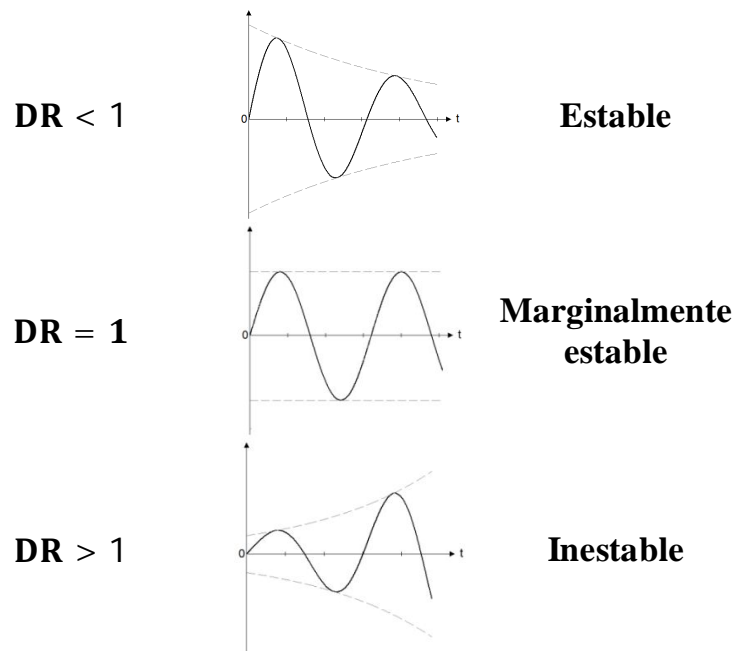
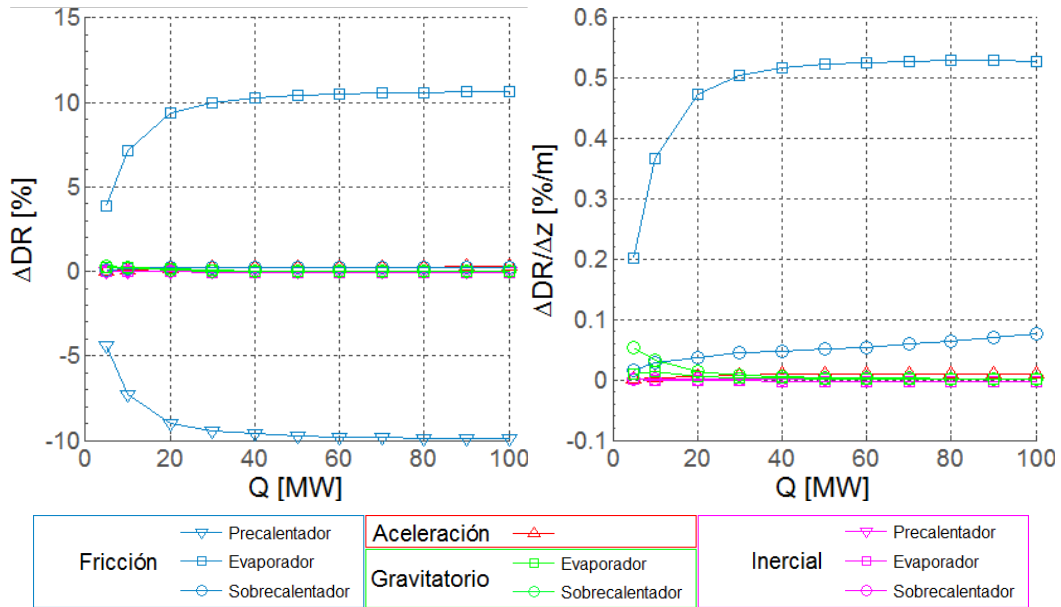
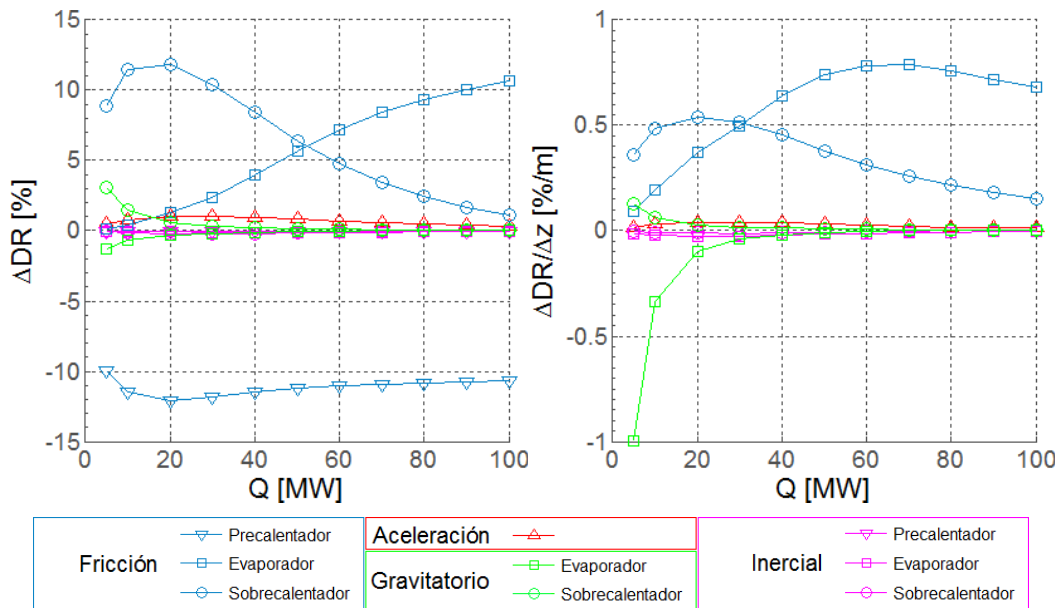


Figura 14: Respuesta temporal en función del DR.



(a)



(b)

Figura 15: Variación relativa del decay ratio calculada para los puntos de la Figura 10. (a) Caso uniforme. (b) Caso exponencial.