

CASO DE ESTUDIO: CIERRE DE COMPUERTA DE ADUCCIÓN EN CONDICIONES DE CONTINGENCIA DEL PROYECTO HIDROELÉCTRICO ITUANGO

BLADIMIR SUÁREZ AGUDELO

Trabajo de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Master en Ingeniería

Asesor: **FRANCISCO BOTERO**

MEDELLÍN

UNIVERSIDAD EAFIT

FACULTAD DE INGENIERÍA

2019

AGRADECIMIENTOS

A Empresas Públicas de Medellín E.S.P. y al jefe William Giraldo Jiménez por permitirme de manera exclusiva hacer uso de esta información y hacerme partícipe del cierre de las dos compuertas.

Al profesor Francisco Botero, José David Vera y Byron Suárez por su importante contribución en la elaboración de este manuscrito.

A todo el equipo de trabajo que se involucró plena e incondicionalmente con este gran reto de ingeniería.

RESUMEN

El presente artículo contiene los estudios relacionados con el cierre contra flujo de una compuerta plana de ruedas instalada en la aducción del Proyecto Hidroeléctrico Ituango (2400 MW) cuyo resultado se considera un caso de estudio exitoso.

La contingencia que se produjo en el proyecto debido al llenado anticipado del embalse sin que las obras estuviesen finalizadas, obligó a pasar el agua del río Cauca por la casa de máquinas y posteriormente tener que cerrar las compuertas bajo condiciones extremadamente adversas presentes antes y durante la maniobra del cierre. La solución consistió en elaborar un análisis y planeación de ingeniería considerando diferentes tipos de metodologías y estrategias.

Se presenta el contraste entre los resultados experimentales de la fuerza de frenado del servomotor, la aireación, la hidrodinámica e interacción fluido-estructura contra las estimaciones obtenidas mediante las metodologías analíticas y heurísticas más referenciadas en el ámbito de las compuertas hidráulicas.

A partir de la experiencia vivida, se entregan una serie de conclusiones y recomendaciones que contribuyen al estado del arte del diseño y operación de este tipo de compuertas utilizadas en aducciones profundas para grandes presas.

Palabras clave: Cierre contra flujo, Compuerta de ruedas, Hidráulica, Hidrodinámica, Oquedad, Aireación.

ABSTRACT

This article contains the studies related to the closure against flow of a fixed-wheel gate installed in the adduction of the Ituango Hydroelectric Project (2400 MW) whose result is considered a successful case study.

The contingency that was occurred in the project due to the anticipated filling of the reservoir without the works being completed, forced the water from the Cauca River through the machine house and then having to close the gates due to the extremely adverse conditions present before and during the closing maneuver. The solution consisted in developing an analysis and engineering planning considering different types of methodologies and strategies.

The contrast between the experimental results of the braking force on the servomotor, the aeration, the hydrodynamics and the fluid-structure interaction is presented against the estimations obtained through the analytical and heuristic methodologies most referenced in the field of hydraulic gates.

Based on the experience, a series of conclusions and recommendations that contribute to the state of the art on design and operation for this type of gates used in deep adductions on large dams are presented.

Keywords: Closure against flow, fixed-wheel gate, Hydraulic, Hydrodynamic, Rock Hollow, Aeration.

CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN.....	6
1.1	Descripción del proyecto	6
1.2	Contexto de la contingencia	6
1.3	Características de la compuerta.....	7
1.4	Fuerzas de operación de la compuerta.....	7
1.4.1	Fuerza de frenado del servomotor	7
1.4.2	Fuerza hidrodinámica (Up- Lift / Downpull).....	8
1.5	Aireación.....	8
1.6	Interacción fluido-estructura	9
2.	MATERIALES Y METODO	9
2.1	Acondicionamiento de las compuertas	9
2.2	Cálculo de la aireación	10
2.3	Cálculo del Downpull	11
2.3.1	Cálculo según Naudascher	11
2.3.2	Método de Knapp	12
2.3.3	Método de Kulka.....	13
2.4	Análisis de Frecuencias	14
2.4.1	Frecuencias de excitación	14
2.4.2	Frecuencias propias de la compuerta y del sistema compuerta-vástagos	14
2.5	Instalación del sistema de adquisición y procesamiento de datos	15
2.5.1	Hardware	15
2.5.2	Software	15
2.5.3	Puesta a punto	16
3.	RESULTADOS	16
3.1	Aireación.....	16
3.2	Fuerza hidrodinámica (downpull)	16
3.3	Fuerza de operación de la compuerta.....	16
3.4	Interacción fluido-estructura	17
4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	19
5.	CONCLUSIONES.....	19
6.	AGRADECIMIENTOS	20
7.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	20

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del proyecto

Hidroituango es un proyecto de generación de energía hidroeléctrica que se encuentra ubicado en la cuenca del río Cauca en el norte del departamento de Antioquia que a su vez se encuentra localizado al occidente de Colombia.

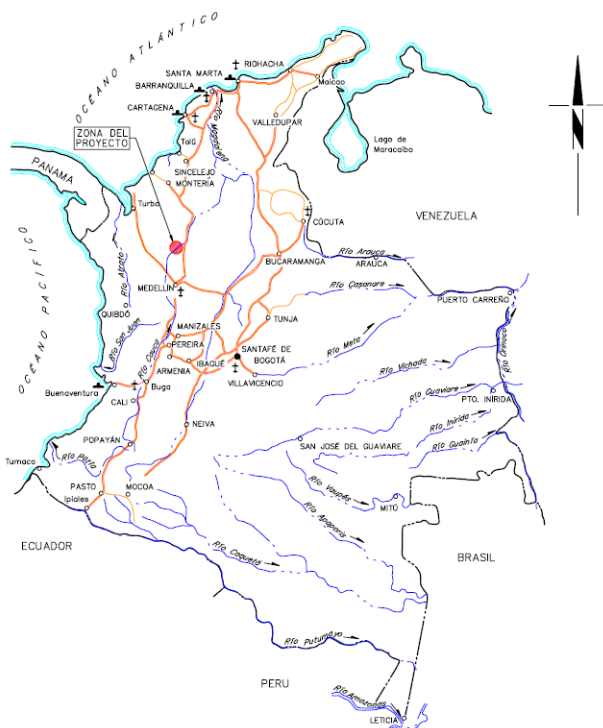


Figura 1. Hidroituango - Ubicación del proyecto.

A grandes rasgos el proyecto está conformado por la siguiente infraestructura: una presa del tipo enrocado con núcleo de tierra (ECRD), con una altura de 220m, un embalse útil de 2700 Mm³ en la cota 420,00 msnm (metros sobre el nivel del mar), un vertedero con capacidad de descarga de 23,250 m³/s a través de 4 compuertas radiales, una descarga intermedia con capacidad de descarga entre 450 y 750 m³/s y, 3 túneles de desviación (el último de los cuales es denominado Galería Auxiliar de Desviación o GAD). Las obras de captación están conformadas por dos estructuras sumergidas cada una con cuatro bocatomas independientes, con rejas coladeras fijas que permiten el flujo hacia los ocho grupos de turbina/generador de eje vertical previstos en la casa de máquinas, la cual se conecta con la caverna de transformadores y con dos almenaras aguas abajo, de donde se desprenden cuatro túneles de descarga mediante los cuales el caudal es devuelto al río Cauca.

1.2 Contexto de la contingencia

En abril del 2018, dos meses antes del llenado del embalse, se presentó un colapso en la Galería Auxiliar de Desviación (Skava Consulting, 2019) a través de la cual era desviado el río Cauca para permitir la construcción de la presa. Este túnel funcionó de manera normal durante 7 meses, aproximadamente. Este hecho causó un embalsamiento anticipado que puso en riesgo la presa que en ese entonces se encontraba en la elevación 385 msnm, esto es, 77% de la altura total. Debido a este evento fue necesario desviar el agua embalsada a través de cuatro de los ocho túneles de aducción (1, 2 7 y 8) que conectaban directamente con la casa de máquinas, buscando evitar el sobrepaso del agua sobre la presa, lo que hubiera sido catastrófico para el proyecto porque se produce el lavado de la misma ocasionando su colapso. Para ese momento la casa de máquinas aún no contaba con la instalación de los manguitos de conexión entre la tubería de presión y las cámaras espirales de las turbinas.

A finales del mes de mayo de 2018, los pozos de presión de las aducciones 7 y 8 colapsaron, lo que permitió cerrar con presiones equilibradas las compuertas de aducción de estas dos estructuras. Por casa de máquinas siguieron pasando aproximadamente 800 m³/s a través de las estructuras de aducción 1 y 2 y fue imperativo interrumpir definitivamente el paso del agua a través de la casa de máquinas por lo que era necesario realizar el cierre contra flujo de las compuertas de aducción 1 y 2 del proyecto.

Previo al cierre de estas compuertas, se encontró una oquedad ubicada entre los pozos de carga de las aducciones 1 y 2 (EPM, 2019) situación que aumentó el grado de complejidad y riesgo de la maniobra de cierre debido a que dicha conexión entre los pozos de presión y la oquedad afectaría de manera significativa el comportamiento de variables fundamentales como la aireación, la velocidad del agua y los transitorios hidráulicos dentro de la misma oquedad, lo cual incrementaba a su vez el nivel de riesgo del proyecto debido al deterioro del macizo rocoso que soportaba las estructuras de captación.

Típicamente, el diseño de una compuerta plana de ruedas prevé su operación bajo presiones equilibradas, es decir, sin paso de flujo a través de ellas. Sin embargo, debido a la función de cierre de emergencia dado a estas compuertas, se diseñaron las mismas para un cierre contra flujo hasta el caudal de embalsamiento de la turbina (177 m³/s), esto es,

5% por encima del caudal nominal de diseño (168 m³/s). En algunos proyectos, estas compuertas se prevén, además, con la capacidad de cerrar contra un flujo mayor debido al riesgo de ruptura de la conducción o de la tubería de presión, lo cual equivaldría a un caudal entre 2 y 2,5 veces el caudal nominal. Para este tipo de diseño las condiciones de cierre son consideradas excepcionales y de baja probabilidad de ocurrencia, por lo cual normalmente no se lleva el diseño hasta ese nivel, el cual requeriría extremar los criterios de diseño en términos de rigidez, robustez y confiabilidad, lo que afecta también el tiempo de fabricación y el costo final de la compuerta.

Para las maniobras de cierre de las compuertas 1 y 2 del proyecto, los caudales a flujo libre que pasaban a través de ambas conducciones fueron entre 300 m³/s y 425 m³/s, caudales cercanos a los indicados para el caso de ruptura de la conducción. Por lo anterior, podría afirmarse que este cierre era excepcional en extremo, teniendo en cuenta, además, que estas condiciones tan adversas para el cierre exigirían ambas compuertas por encima de las especificaciones técnicas del diseño previsto para el proyecto.

Por lo anterior, este artículo brinda un caso de estudio único y sin precedentes en el ámbito del diseño y operación de compuertas hidráulicas en grandes presas, el cual servirá como herramienta de verificación de algunas de las metodologías heurísticas más utilizadas para el cálculo del “downpull”, la aireación y la hidrodinámica propia de este tipo de compuertas.

1.3 Características de la compuerta

El diseño de la compuerta está basado en la norma DIN 19704/1976. El cierre está previsto para que se produzca por su propio peso, además del peso de los vástagos y de un lastre de concreto. La presión hidrostática normal de diseño está prevista para un nivel máximo de operación del embalse en la cota 420,00 msnm y su presión excepcional está asociada a la Creciente Máxima Probable (CMP), la que elevaría el nivel del embalse hasta la cota 435,00 msnm. Entre la Tabla 1 y la Figura 2 se muestran las principales características de la compuerta.

Tabla 1. Características generales de la compuerta

Característica	Valor	Unidad
Peso del tablero	480	kN
Peso del lastre de concreto	30	kN
Peso de los vástagos	340	kN
Peso total de la compuerta-vástagos	850	kN
Ancho del vano libre	4.7	m
Altura del vano libre	6.6	m
Distancia entre los sellos laterales	5.01	m
Distancia entre los sellos de umbral y de dintel	6.79	m
Cota de asiento inferior de la compuerta	342.572	msnm

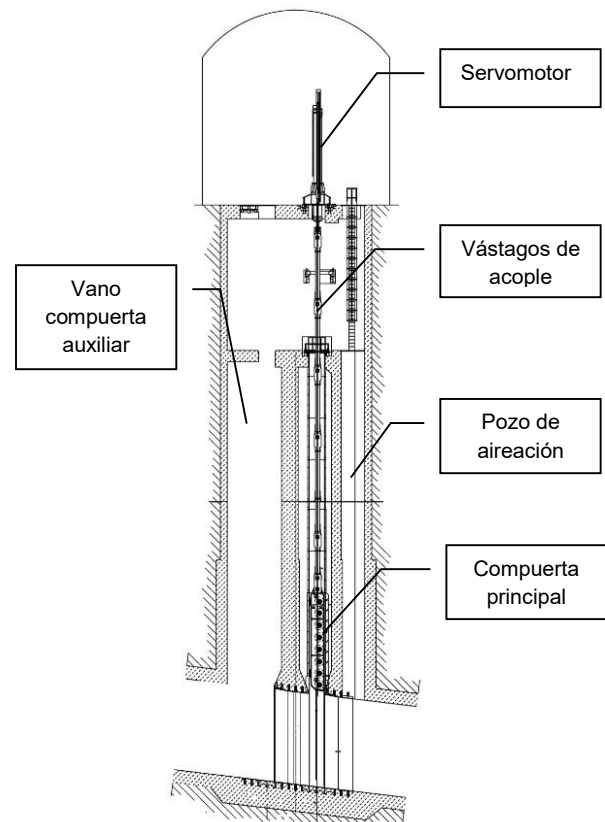


Figura 2. Esquema general de compuerta

1.4 Fuerzas de operación de la compuerta

1.4.1 Fuerza de frenado del servomotor

De acuerdo con la metodología propuesta por Kulka (*Kulka, 1928*), la fuerza de frenado del servomotor para el cierre en contraflujo de la compuerta se puede calcular utilizando la siguiente ecuación:

$$F_f = (P - f_l) + F_r + F_v + F_h \quad (1)$$

Donde:

F_f : Fuerza de frenado del servomotor [kN]

- P : Peso de la compuerta [kN]
- f_f : Flotabilidad de la compuerta [kN]
- F_r : Fuerza de fricción en las ruedas [kN]
- F_v : Fuerza de fricción en los sellos [kN]
- F_h : Fuerza hidrodinámica [kN]

1.4.2 Fuerza hidrodinámica (Up- Lift / Downpull)

De acuerdo con Naudascher (*Naudascher et al, 1964*), cuando una compuerta plana se cierra bajo las circunstancias descritas anteriormente, se presentan varios fenómenos que producen fuerzas hidrodinámicas sobre la compuerta debido principalmente a las fluctuaciones de presión que experimenta la superficie inferior o labio de la compuerta. Cuando esta superficie entra en un régimen tal que la presión es negativa, la diferencia de presiones entre la parte superior e inferior de la compuerta induce un desequilibrio en el sentido del vector de la gravedad y produce una fuerza que a menudo puede llegar a superar el peso de la misma compuerta. A esta fuerza se le conoce como “downpull” hidráulico cuyo modelo hidrodinámico se puede observar en la figura 3.

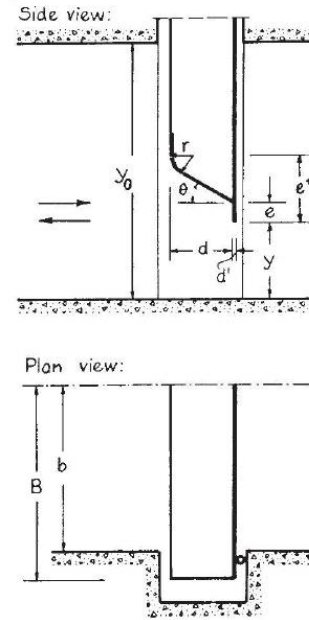


Figura 4. Esquema general de un sello de compuerta de gran profundidad (*Naudascher, 1964, Pág. 172*)

1.5 Aireación

De acuerdo con algunos autores que han estudiado el fenómeno de la aireación para este tipo de compuertas (*Levin, 1967; Sharma, 1976; Guetti&Disilvio 1976, Calderon, 2018*), durante la maniobra de cierre de una compuerta bajo las condiciones anteriormente descritas, se espera que la compuerta asuma el control hidráulico cuando el régimen cambia de flujo presurizado a flujo libre, lo que produce un descenso rápido de la contrapresión en la compuerta, es decir, una disminución súbita de la lámina de agua en el pozo de aireación. Adicionalmente, aguas abajo de la compuerta se producen presiones negativas debido a las altas velocidades que alcanza el flujo al pasar entre el labio inferior y el asiento de la compuerta. Estas presiones negativas podrían llegar a superar la presión de vapor del agua, incrementar las fluctuaciones de presión del flujo e inducir fuertes vibraciones mecánicas en la compuerta que podrían producir fallas o colapso de elementos estructurales de la compuerta o de la obra civil.

Para mitigar los efectos que producen estos fenómenos, se prevén en el diseño conductos de aireación aguas abajo de las compuertas, con el fin de compensar a través de la atmósfera terrestre las sub-presiones que se puedan presentar.

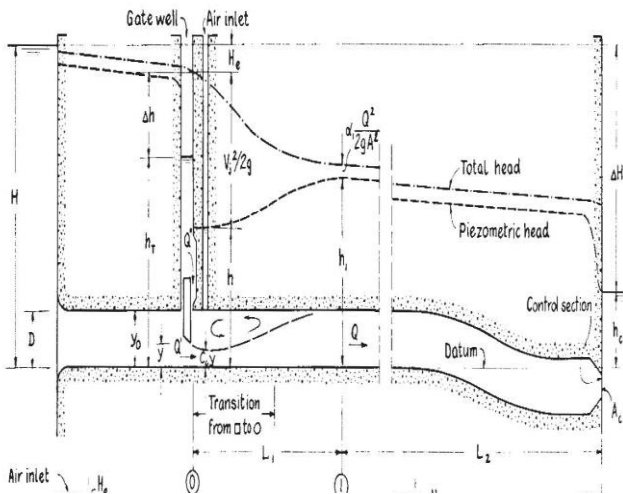


Figura 3. Modelo hidrodinámico de la compuerta (*Naudascher, 1964, Pág. 156*)

La fuerza de “downpull” ha sido una constante preocupación de la ciencia de la hidráulica (*Kulka, 1928; Knapp, 1960; Naudascher, 1964*) y en particular en aplicaciones como la indicada en este artículo.

1.6 Interacción fluido-estructura

De acuerdo con algunos autores (Naudascher 1964, 1991, 1994, 2005; Lewin, 1983) en el diseño de una compuerta sumergida, es importante considerar las vibraciones mecánicas inducidas por el flujo, ya que a medida que la compuerta se cierra, la interacción fluido-estructura genera frecuencias de excitación que finalmente se podrían acoplar con algún modo de vibración del conjunto compuerta-vástagos y entrar en resonancia, lo que podría ser extremadamente peligroso para una maniobra de cierre contra flujo.

Por lo anterior y por tratarse de un caso tan particular, para el cierre de la compuerta se hizo un análisis previo para caracterizar posibles acoplamientos de frecuencias y tomar decisiones durante la maniobra.

2. MATERIALES Y METODO

Previo al cierre de la compuerta, se usaron varios métodos analíticos y numéricos para predecir el comportamiento de algunas de las variables fundamentales en una maniobra de este tipo, tal y como es el caso de la fuerza hidrodinámica o "downpull". Para aproximar los cálculos a la realidad del cierre, se instaló un sistema de adquisición y procesamiento de datos con algunos instrumentos (indicados en el numeral 2.5) que se consideraron fundamentales para reducir la incertidumbre y mitigar los riesgos durante la maniobra de cierre.

A continuación, se describen algunas actividades y metodologías empleadas como preparativo del cierre de la compuerta.

2.1 Acondicionamiento de las compuertas

Previo a la maniobra de cierre se ajustaron los sellos frontales, las guías laterales y las ruedas traseras o contraguías de la compuerta. Adicionalmente, para tratar de disminuir las vibraciones en la compuerta durante el cierre, se cambiaron los resortes originales que eran del tipo "Belleville" por resortes helicoidales de acero inoxidable debido al deterioro que se presentó en los resortes originales durante el tiempo de la contingencia. A continuación, se ilustran algunas de las características de estos elementos.

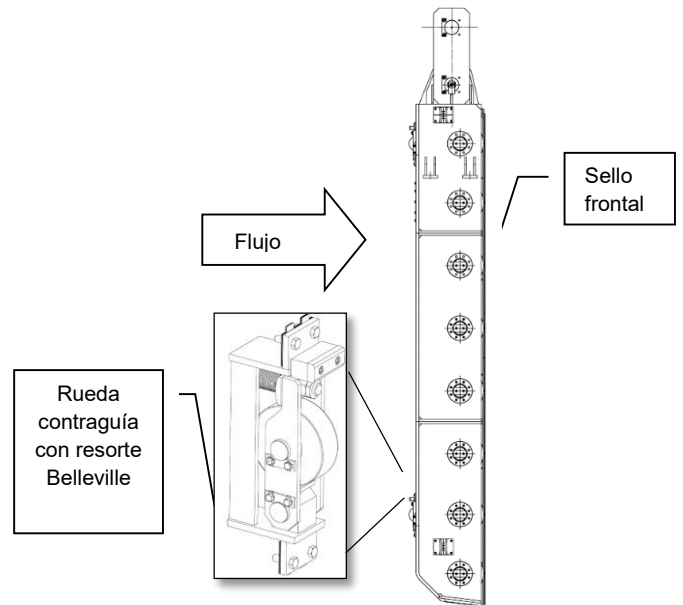


Figura 5. Esquema de compuerta con contraguías traseras y sello frontal



Foto 1. Ruedas contraguía con resorte helicoidal

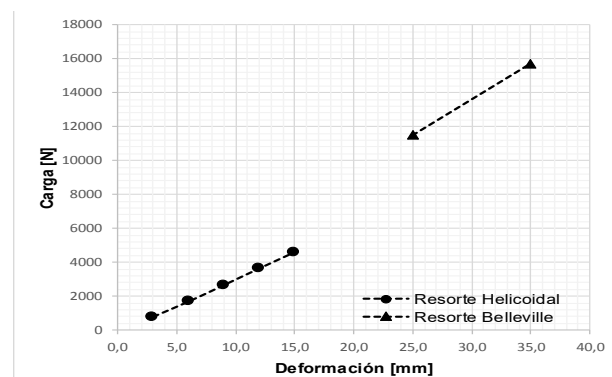


Figura 6. Deformación vs Carga (contraguías)

Además, por la complejidad de la maniobra, se consideró la posibilidad de volver a izar la compuerta desde cualquier porcentaje de apertura (incluido el 0%) ante casos que así lo ameritaran como atascamiento, resonancia, fenómenos

hidrodinámicos extremos, etc. Debido a esto, la presión de la unidad oleo-hidráulica prevista para operar las compuertas se ajustó a 30 MPa, esto es 30% por encima de la presión nominal de diseño. Lo anterior, por las características propias de la unidad oleo-hidráulica, también condujo a modificar la velocidad de cierre de la compuerta a 25 cm/min (aproximadamente el 50% de la velocidad de diseño nominal).

También se soldaron un par de asas de izaje en la tapa superior de la compuerta a fin enganchar 3 cables de acero de 1" de diámetro en cada lado de la compuerta, los cuales fueron controlados mediante un tubo pescante y una grúa de 300 t. El objetivo de esta modificación era izar momentáneamente la compuerta del lado atascado mientras el servomotor sostenía plenamente el peso de la compuerta.



Foto 2. Compuerta con asas de izaje.



Foto 3. Asa de izaje para des-atascamiento.

2.2 Cálculo de la aireación

El flujo de aire requerido aguas abajo de una compuerta plana se determina de la siguiente manera:

$$Q_a = \beta Q_w \quad (2)$$

Q_a : Flujo de aire requerido aguas abajo de la compuerta [m³/s].

β : Tasa de demanda de aire.

Q_w : Flujo de agua descargado a través de la compuerta [m³/s].

El parámetro β depende del número de Froude (F_c) y de la constante empírica (k) que a su vez depende de aspectos como la geometría del ducto de aireación, la velocidad en la vena contracta (ver curva de flujo en la Figura 3 y V_j en la Figura 12) la profundidad en la vena contracta, la sub-presión aguas abajo de la compuerta, entre otros. Para su cálculo se puede generalizar así:

$$\beta = k(F_c - 1)^n \quad (3)$$

F_c : Número de Froude en la vena contracta.

K, n : Coeficientes empíricos.

De la ecuación anterior, el número de Froude está definido por la siguiente expresión:

$$F_c = \frac{V_j}{\sqrt{gh_j}} = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{gh_j}} = \sqrt{\frac{2H}{h_j}} \quad (4)$$

V_j : Velocidad del agua en la vena contracta [m/s].

h_j : Profundidad del agua en la vena contracta [m.c.a.].

H : Presión hidrostática sobre la compuerta [m.c.a.].

El rango de velocidad del aire a través del pozo de aireación fue establecido siguiendo criterios recomendados en algunas referencias para compuertas profundas (USACE, 1964; Fujimoto&Takasu, 1979). Este rango oscila entre 45 y 90 m/s.

Algunos autores han trabajado en el desarrollo del parámetro β y en la tabla siguiente se presentan los resultados más conocidos de este parámetro.

$$\beta = 0.03(F_c - 1)^{1.06} \quad : \text{USACE (1964)}$$

$$\beta = 0.04(F_c - 1) \quad : \text{Levin (1965)}$$

$$\beta = 0.09(F_c - 1)^{1.4} \quad : \text{Sharma (1976)}$$

$$\beta = 0.05(F_c)^{1.418} \quad : \text{Ghetti & DiSilvio (1967)}$$

$$\beta = 0.0572(F_c)^{1.484} \quad : \text{Calderon (2018)}$$

A continuación, se presenta la gráfica típica del parámetro beta y su relación con el número de Froude.

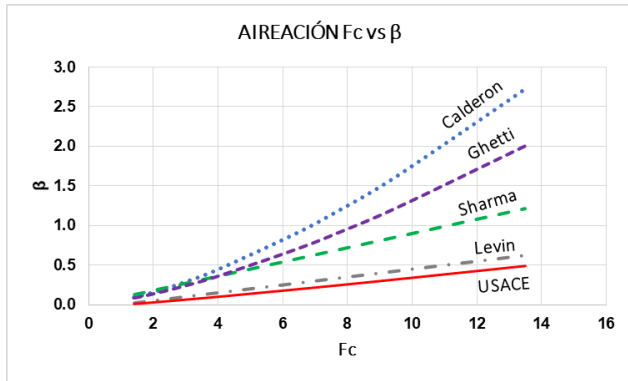


Figura 7. Número de Froude (F_c) vs. Aireación (β)

2.3 Cálculo del Downpull

De acuerdo con algunos autores (*Kulka, 1928; Knapp, 1960, Naudascher et al, 1964*) el cálculo analítico del “downpull” en compuertas planas se puede estimar mediante la siguiente expresión:

$$D_p = \gamma K A H \text{ [kN]} \quad (5)$$

- D_p : Fuerza de downpull [kN]
- γ : Peso específico del agua [kN/m³]
- K : Coeficiente de downpull
- A : Área de sección transversal de la compuerta [m²]
- H : Presión en el asiento inferior de la compuerta [m.c.a]

A continuación, se presenta cada uno de los métodos desarrollados por estos autores.

2.3.1 Cálculo según Naudascher

Este autor propone el siguiente método de cálculo (*Naudascher et al, 1964*):

$$F = F_1 + F_2 + F_3 \quad (6)$$

Donde:

$$F_1 = (K_T - K_B) B d \gamma \frac{V_j^2}{2g} \quad (7)$$

$$F_2 = K_T B d' \gamma \frac{V_j^2}{2g} \quad (8)$$

$$F_3 = K_T A_s \gamma \frac{V_j^2}{2g} \quad (9)$$

- K_T : Coeficiente superior downpull
- A_s : Área horizontal proyectada del sello superior [m²]
- V_j : Velocidad en la vena contracta del chorro [m/s]
- g : Fuerza de la gravedad [m/s²]
- K_B : Coeficiente inferior downpull
- B : Ancho de la compuerta (ver figura 11) [m]
- d : Espesor de la compuerta [m]

d' : Espesor de la membrana [m]

La velocidad del agua en la vena contracta es calculada así:

$$V_j = \sqrt{2g(H - H_e - h)} \quad (10)$$

- H_e : Pérdida de presión hasta el pozo de compuerta [m.c.a]
- h : Presión en la vena contracta (contrapresión) [m.c.a]

Para flujo libre la presión en la vena contracta está dada por:

$$h = C_c y + H_d \quad (11)$$

- C_c : Coeficiente de contracción en vena contracta (Tabla 2)
- y : Apertura de la compuerta [m]
- H_d : sub-presión aguas abajo de la compuerta [m.c.a]

Por tanto, la velocidad en la vena contracta queda así:

$$V_j = \sqrt{2g(H - H_e - C_c y - H_d)} \quad (12)$$

La máxima fuerza hidrodinámica sobre la compuerta ocurre cuando el control hidráulico pasa a la propia compuerta, por lo que:

$$V_j = \frac{Q}{C_c A_j} = \frac{Q}{C_c B y} \quad (13)$$

- A_j : Área entre labio inferior y asiento de la compuerta [m²]

Al igualar la velocidad en la vena contracta igualando las ecuaciones (12) y (13), se obtiene el punto teórico de máxima fuerza hidrodinámica.

Los valores de C_c dependen de la apertura de la compuerta y son obtenidos de manera experimental de acuerdo con la Tabla 2 del U.S. Army Corps of Engineers (USACE, 1961).

Tabla 2. Coeficientes de descarga

% de Apertura	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10
Coefficiente de Descarga C_c	1	0,8	0,8	0,78	0,77	0,75	0,74	0,74	0,73	0,73

Los coeficientes K_B y K_T se obtienen así:

$$K_B = \frac{1}{Bd} \int_0^d \int_0^B \frac{h_i - h}{\frac{V_j^2}{2g}} dB dx \quad (14)$$

$$K_T = \frac{1}{Bd} \int_0^d \int_0^B \frac{h_T - h}{\frac{V_j^2}{2g}} dB dx = K_T' + K_T'' \quad (15)$$

$$K_T'' = \frac{1}{1 + \left(\frac{C_2 A_2}{C_1 A_1}\right)^2} \quad (16)$$

- h_T : Presión en la tapa superior de la compuerta [m.c.a]
- h_f : Presión en el labio inferior de la compuerta [m.c.a]
- A_1 : Área superficie de compuerta-aguas arriba [m²]
- A_2 : Área superficie de compuerta-aguas abajo [m²]
- C_1 : Coeficiente de descarga (ver figura 8)
- C_2 : Coeficiente de descarga (ver figura 9)

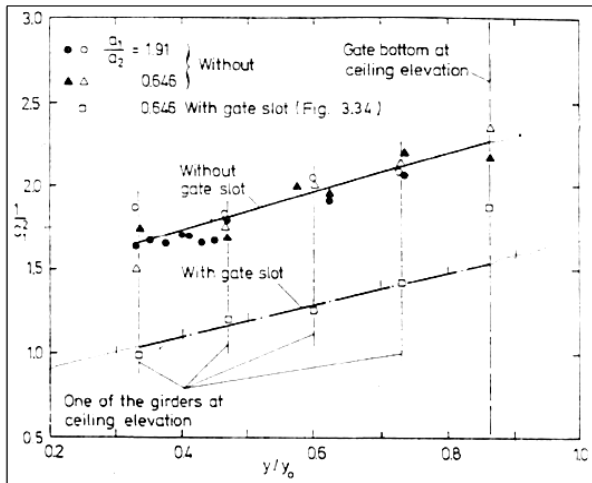


Figura 8. Coeficiente de descarga C_1 (Naudascher, 1991, Pág. 145)

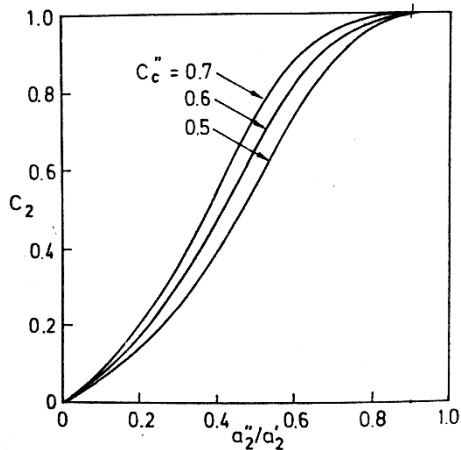


Figura 9. Coeficiente de descarga C_2 (Naudascher, 1991, Pág. 146)

Los coeficientes K_B y K_T' se obtuvieron de la Figura 10 y de la Figura 11, respectivamente.

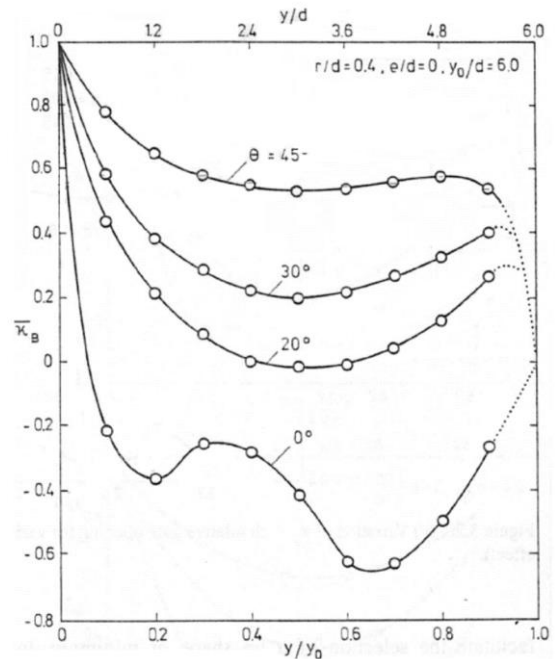


Figura 10. Coeficiente K_B (Naudascher, 1991, Pág. 155)

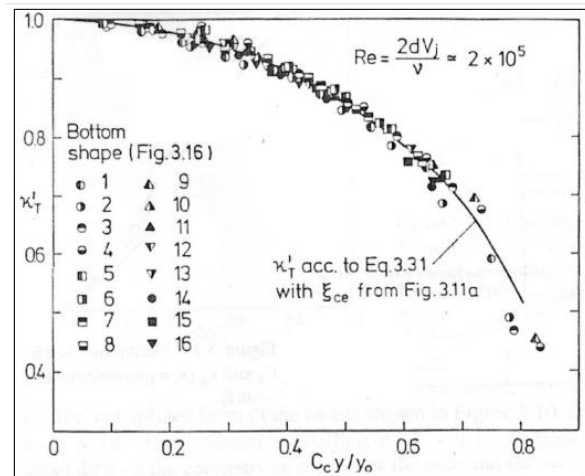


Figura 11. Coeficiente K_T' (Naudascher, 1991, Pág. 148)

2.3.2 Método de Knapp

La Figura 12 muestra los parámetros del método de cálculo propuesto por Knapp (Knapp, 1960).

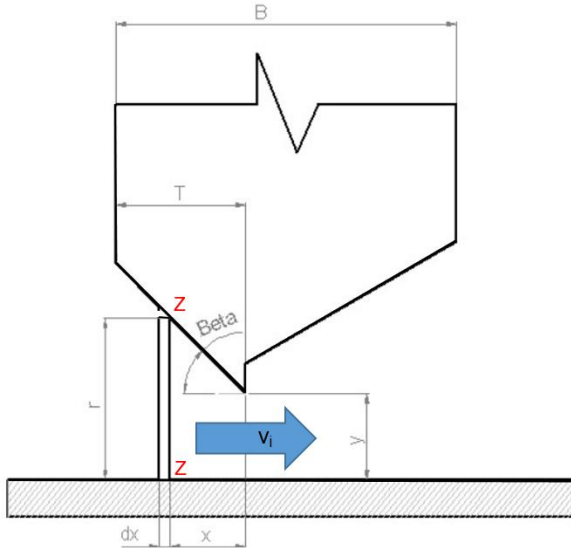


Figura 12. Esquema general geometría compuerta

La velocidad del agua en la sección Z-Z es:

$$V = \frac{Q}{Br} \quad (17)$$

Q: Caudal descargado [m³/s]
r: Apertura compuerta punto x [m]

La cabeza de velocidad es:

$$\frac{V^2}{2g} = \left(\frac{Q}{Br}\right)^2 \frac{1}{2g} \quad (18)$$

Haciendo:

$$C = \frac{\left(\frac{Q}{B}\right)^2}{2g} \quad (19)$$

Se obtiene:

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{C}{r^2} \quad (20)$$

De acuerdo con Knapp la fuerza hidrodinámica local es igual a la energía cinética en el mismo punto y por tanto la fuerza hidrodinámica se puede obtener a partir de:

$$P = \gamma B \int_0^T \frac{V^2}{2g} dx = \gamma BC \int_0^T \frac{dx}{r^2} \quad (21)$$

P: Fuerza hidrodinámica [kN]
T: Distancia entre cara aguas arriba y sello inferior [m]

Evaluando en la mínima sección de la compuerta donde $r=y$:

$$P = \gamma BC \int_0^T \frac{dx}{y^2} = \gamma BC \frac{T_e}{y^2} \quad (22)$$

En esta ecuación aparece el término T_e que es un espesor equivalente de la compuerta y varía en función de la apertura de la misma. De las ecuaciones anteriores, este puede ser determinado así:

$$T_e = y^2 \int_0^T \frac{dx}{r^2} \quad (23)$$

En la mínima apertura la ecuación (20) se convierte en:

$$\frac{V_j^2}{2g} = \frac{C}{r^2} \quad (24)$$

Despejando C para la mínima apertura $r=y$:

$$C = \frac{V_j^2}{2g} y^2 \quad (25)$$

Finalmente, la fuerza hidrodinámica queda así:

$$P = \gamma B \left(\frac{V_j^2}{2g}\right) y^2 \frac{T_e}{y^2} = \gamma B \left(\frac{V_j^2}{2g}\right) T_e \quad (26)$$

Para este cálculo se usó la geometría de la figura 12, donde el espesor equivalente se convierte en:

$$T_e = y^2 \int_0^T \frac{dx}{(y+x \tan\beta)^2} = \frac{Ty}{T \tan\beta + y} = \frac{T}{\frac{T \tan\beta}{y} + 1} \quad (27)$$

2.3.3 Método de Kulka

Este autor propone el siguiente método de cálculo (Kulka, 1928):

$$S_k = \frac{\gamma B d (H-t)}{1 + \frac{d \tan\alpha}{t}} \quad (28)$$

S_k: Fuerza hidrodinámica [kN]
t: Apertura de la compuerta [m]
α: Ángulo de ataque tablero [rad]

La Figura 13 ilustra las variables utilizadas en el método de cálculo de Kulka (Kulka, 1928).

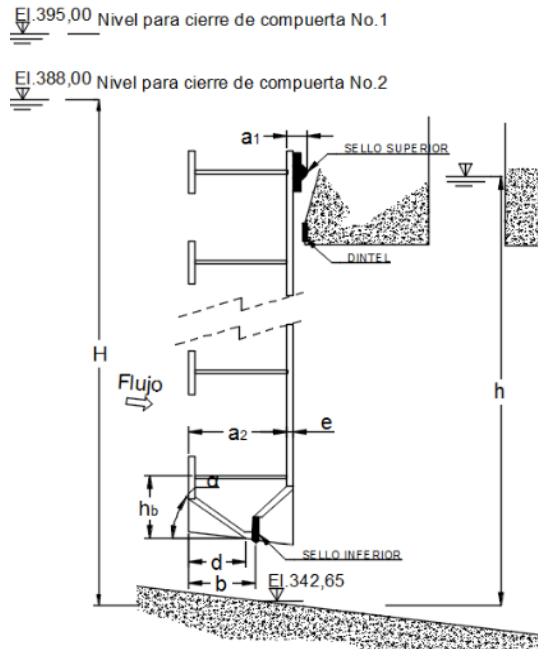


Figura 13. Esquema general geometría compuerta

2.4 Análisis de Frecuencias

2.4.1 Frecuencias de excitación

Con respecto a este punto, el objetivo de este artículo es encontrar frecuencias de excitación que puedan producir algún tipo de resonancia en el conjunto compuerta-vástagos durante el cierre de la compuerta. Para ello Naudascher (Naudascher, 2005) propuso algunos métodos para encontrar espectros de frecuencias de excitación causados por el paso del flujo principal (entre el labio inferior y el asiento de la compuerta) que a continuación se presentarán.

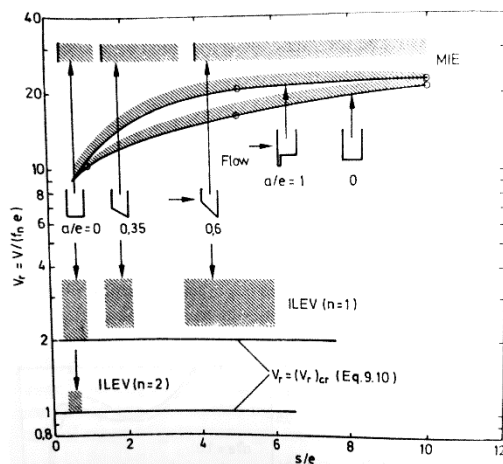


Figura 14. Rangos de frecuencias de excitación MIE (Naudascher, 2005, Pág. 349)

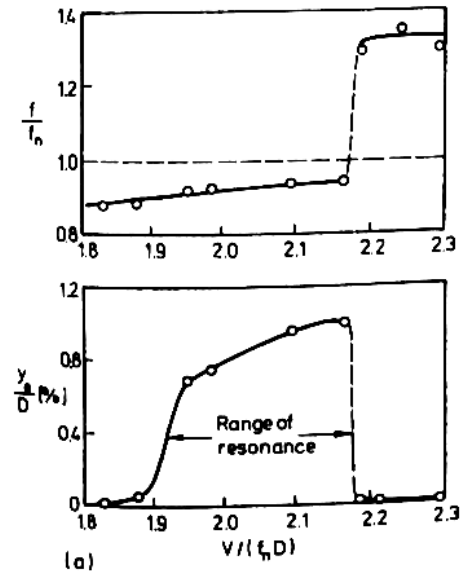


Figura 15. Rangos de frecuencias resonantes IIE (Naudascher, 2005, Pág. 47)

2.4.2 Frecuencias propias de la compuerta y del sistema compuerta-vástagos

Los modos de vibración se indican en las Tablas 3, 4, 5 y 6. Estos modos fueron obtenidos de modelos numéricos y analíticos (Rao, 2004) cuya discusión queda por fuera del alcance de este artículo.

Tabla 3. Frecuencias propias compuerta

Compuerta	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	Modo membrana
Frecuencia (Hz)	45	57	79	85	158

Tabla 4. Frecuencia propia dirección gravedad

Compuerta + vástagos (dirección gravedad)	Modo 1
Frecuencia (Hz)	5.5

Tabla 5. Frecuencias propias dirección flujo

Compuerta + vástagos (dirección flujo)	Modo 1	Modo 2	Modo 3
Frecuencia (Hz)	0.3	0.7	1.4

Tabla 6. Frecuencia propia viga servomotor

Viga soporte servomotor (dirección)	Modo 1
Frecuencia (Hz)	29

2.5 Instalación del sistema de adquisición y procesamiento de datos

Se desarrolló un sistema para monitorear y registrar adecuadamente las variables críticas involucradas en la maniobra; principalmente presiones hidrostáticas (niveles del agua el pozo de la compuerta y el pozo de aireación) flujos de aireación, aceleración de la compuerta en tres direcciones ortogonales y presión en la cámara anular del servomotor. Tales variables se agruparon en dos categorías de acuerdo a la naturaleza de sus variaciones: variables dinámicas y casi-estáticas. Las señales casi-estáticas son aquellas compuestas por frecuencias inferiores a 2 Hz mientras que el contenido de frecuencias de las señales dinámicas puede extenderse hasta los 500 Hz. Esta clasificación orientó el desarrollo específico de los componentes de hardware y software.

Los datos obtenidos mediante los instrumentos instalados en la compuerta permiten un análisis de mayor complejidad y profundidad en relación con fenómenos hidráulicos altamente complejos (cavitación, turbulencia, vorticidad, etc.) los cuales se podrían considerar para el desarrollo de investigaciones futuras relacionadas con este mismo tema.

2.5.1 Hardware

Se adoptó una arquitectura distribuida con dos sistemas de adquisición de datos debidamente configurados y sincronizados; los detalles se presentan en la Figura 16. El primero es el registrador Campell Cientific CR1000 que recibió y acondicionó las señales casi-estáticas de los anemómetros y del "shaft encoder" usado para medir la posición de la compuerta. El dispositivo cuenta con las protecciones necesarias para filtrar el ruido eléctrico producido por otros equipos conectados a la red. La frecuencia de muestreo de este equipo fue en tiempo real con envío a través de protocolo RS232 a 19200 baudios cada 500 ms.

El segundo es el sistema industrial National Instruments cRIO NI-9082 con módulos para la adquisición y acondicionamiento de señales casi-estáticas y otros para señales dinámicas. El primer tipo de módulo recibió las señales de tres acelerómetros ubicados sobre la compuerta en las direcciones del flujo, de la gravedad y transversal, como se muestra en la Figura 17. El acondicionamiento de estas señales incluyó acoples AC y filtros anti-alias. Se colectaron muestras

simultáneamente de todos los acelerómetros a una tasa de 1024 muestras/s que permite observar fenómenos vibratorios hasta 512 Hz.

Al segundo tipo de módulo se conectaron las presiones del sistema oleo-hidráulico de potencia (servomotor) y de los niveles de agua en el pozo de la compuerta y en el pozo de aireación. Todas estas señales en el rango +/-25mA. Particularmente, se configuró la frecuencia de muestreo a 9.09091 Hz con un filtro rechaza-banda a 60 Hz (frecuencia de la red de baja tensión). Se preparó un tablero con fuentes de energía redundante y local para la centralización, acondicionamiento y protección de los equipos. Dicho tablero se instaló a una distancia conveniente desde los puntos de montaje de los sensores y a una distancia prudente de los ingenieros que ejecutaron la maniobra.

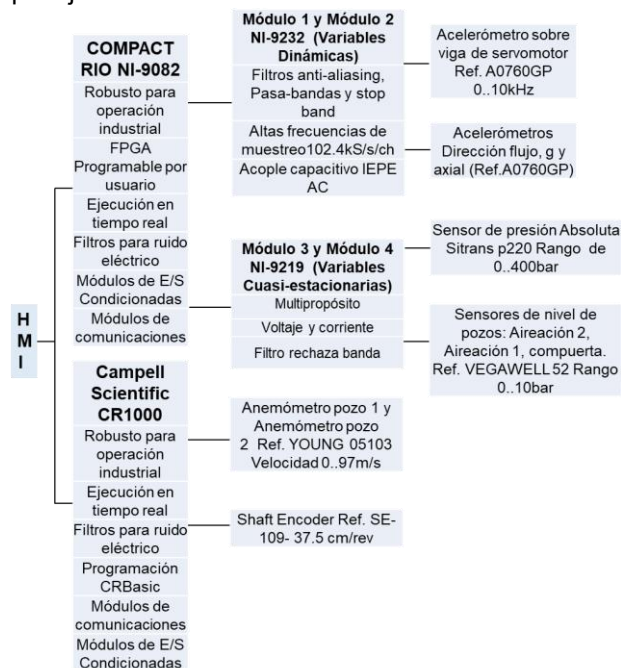


Figura 16. Arquitectura de sistema

2.5.2 Software

Para el desarrollo del software se establecieron las siguientes especificaciones: A) Una sola interfaz hombre-máquina (IHM) que centralizara la visualización, en tiempo-real, de la información más relevante para la maniobra de cierre de compuertas. B) Determinismo en ejecución de ciclos independientes de adquisición y registro para señales casi-estáticas y para señales dinámicas. C) Procesamiento básico de señales en tiempo-real: tendencias de descriptores estadísticos punto-a-punto para evaluar permanentemente la validez de las muestras y descomposiciones espectrales de las

señales dinámicas para monitorear la prominencia de las frecuencias de interacción fluido-estructura. D) Registro en disco local y remoto (respaldo) de datos muestreados. La estructura del software se sintetiza en la figura 18.

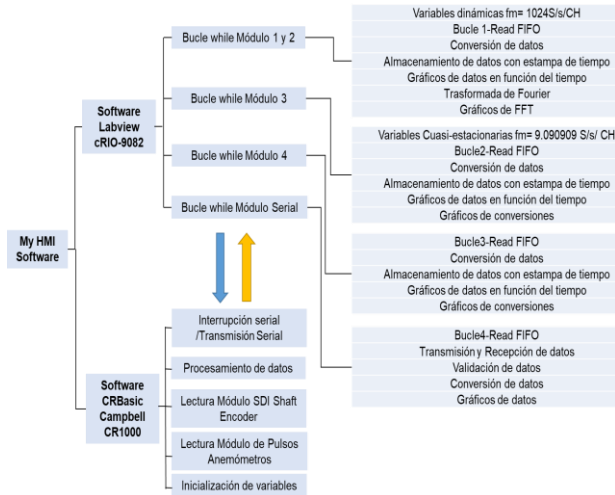


Figura 17. Estructura general del software

2.5.3 Puesta a punto

Con el propósito de verificar el funcionamiento de todos los equipos, validar las configuraciones y poner a punto el sistema, se realizaron dos pruebas preliminares; primero una con la compuerta suspendida y posteriormente otra llevándola hasta una apertura cercana al 70%, en contacto con el agua, pero siempre por encima del nivel donde se esperaba que la compuerta asumiría el control hidráulico. Esta última permitió adicionalmente confirmar el comportamiento las curvas calculadas y reducir la incertidumbre para la maniobra de cierre.

3. RESULTADOS

3.1 Aireación

El cierre de la compuerta 2 se realizó con el nivel del embalse en la cota 388,00 msnm y contra un caudal aproximado de 300 m³/s. La Figura 20 muestra los datos estimados y medidos de la aireación para la compuerta 2. La velocidad máxima del aire medido durante esta maniobra de cierre fue de 35 m/s.

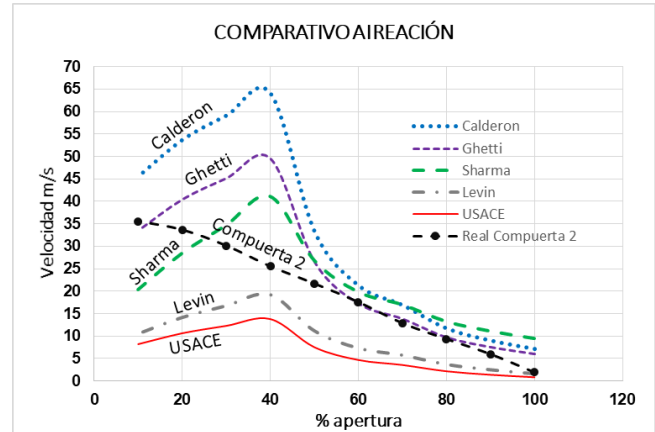


Figura 18. Velocidad de aire estimada vs real

3.2 Fuerza hidrodinámica (downpull)

Los resultados analíticos de acuerdo con cada metodología son los siguientes:

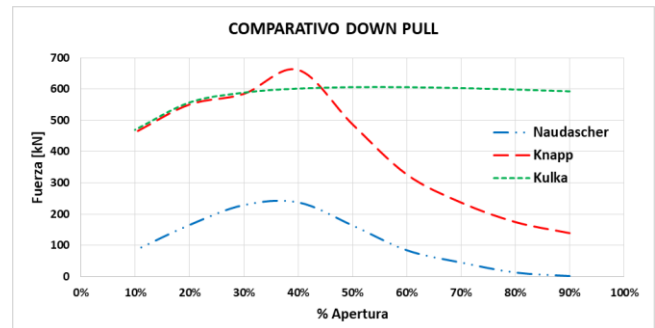


Figura 19. Fuerza hidrodinámica "Downpull"

3.3 Fuerza de operación de la compuerta

Los resultados analíticos de la fuerza de frenado del servomotor de acuerdo con cada metodología son mostrados en la Figura 22. Igualmente se muestran las curvas de cierre reales de las compuertas de aducción 1 y 2. Las cotas y caudales de cierre fueron 388 msnm y 300 m³/s para la compuerta 2 y 395 msnm y 425 m³/s para la compuerta 1. Los datos de la compuerta 1 se han mostrado solo como información de referencia para que sean comparados con los datos obtenidos en el cierre de la compuerta 2.

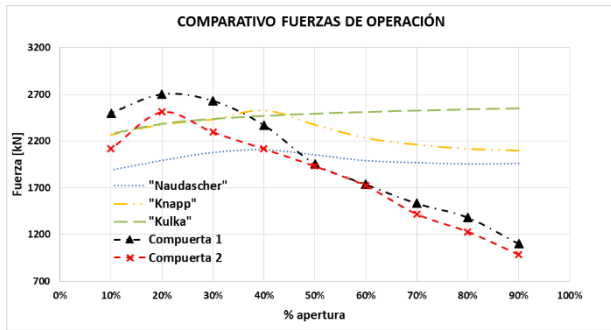


Figura 20. Fuerzas de operación calculadas y medidas

3.4 Interacción fluido-estructura

De acuerdo con la Figura 15 se calcularon las frecuencias de excitación en el sentido del vector de la gravedad y se presentan en la Tabla 8.

Tabla 7. Frecuencias de excitación compuerta

Apertura (unitario)	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.43	0.3	0.2	0.1
velocidad vena contracta	13.4	15.1	17.7	20.9	25.8	30.4	29.1	29.3	29.4
Apertura (s)	5.94	5.28	4.62	3.96	3.3	2.838	1.98	1.32	0.66
s/e	17.2	15.3	13.4	11.5	9.6	8.2	5.7	3.8	1.9
Vir	23	23	23	22.5	22.5	22	20.5	19	14
She	0.043	0.043	0.043	0.044	0.044	0.045	0.049	0.053	0.071
fn (Hz)	1.7	1.9	2.2	2.7	3.3	4.0	4.1	4.5	6.1

De la Figura 15 y de la Tabla 7 se calcularon las amplitudes esperadas para las vibraciones en sentido del vector de la gravedad, las cuales se presentan en la Tabla 8. Los cálculos se realizaron para $f_{n1}=45$ Hz y $f_{n2}=29$ Hz.

Tabla 8. Amplitud frecuencias de excitación

V/fn1D	0.86	0.97	1.14	1.35	1.66	1.96	1.87	1.88	1.89
Yo/D %	0	0	0	0	0	0.7	0.8	0.8	0.8
Yo (mm)	0	0	0	0	0	2.415	2.76	2.76	2.76
V/fn2D	1.34	1.51	1.77	2.09	2.57	3.03	2.91	2.92	2.94
Yo/D %	0	0	0	0.9	0	0	0	0	0
Yo (mm)	0	0	0	3.11	0	0	0	0	0

La Figura 21 se elaboró con base en los datos obtenidos de las mediciones de presión dinámica en la cámara anular del servomotor, los acelerómetros instalados en la compuerta en la dirección del flujo, de la gravedad y en sentido transversal de la compuerta y, el acelerómetro instalado en una de las

vigas sobre las cuales se encontraba apoyado el servomotor.

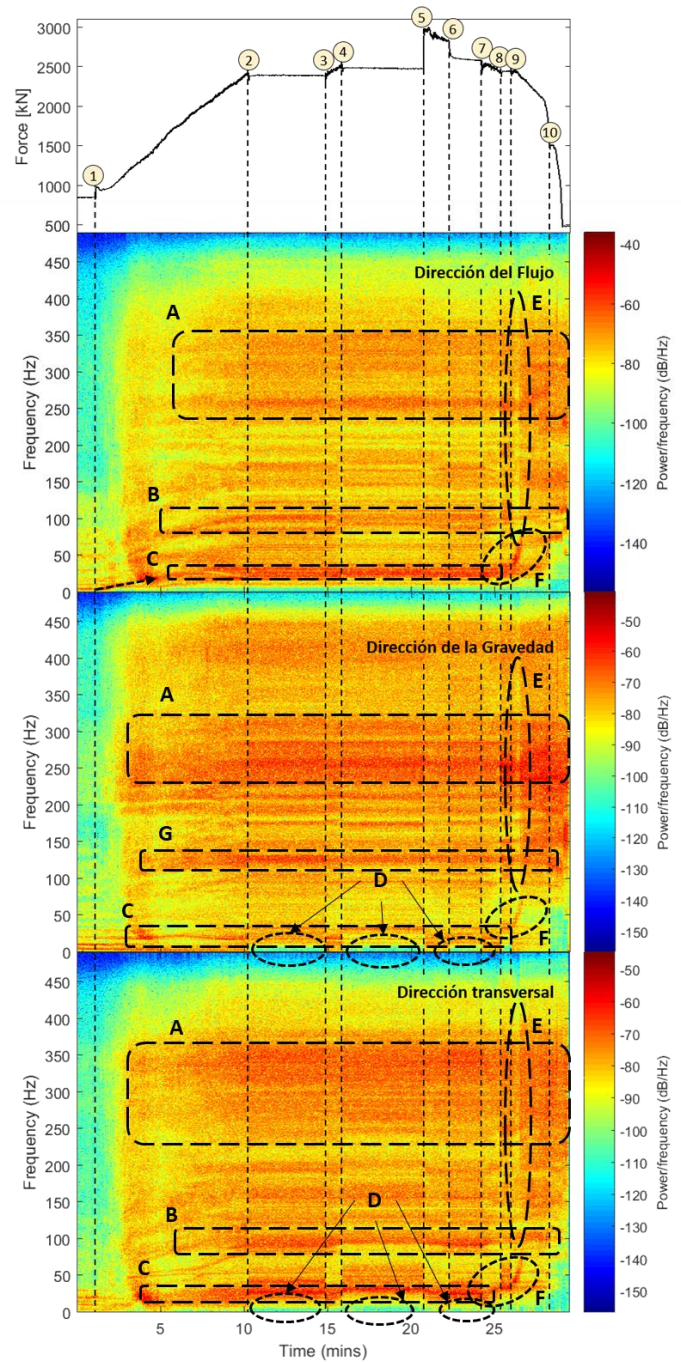


Figura 21. Fuerza de frenado vs espectrogramas

Las marcas numéricas mostradas en la, hacen referencia a diferentes momentos o situaciones ocurridas durante la maniobra de cierre de la compuerta 2, los cuales se describen de forma detallada a continuación:

- **Indicador 1:** Inicio de la maniobra de cierre.
- **Indicador 2:** En el minuto 9,1 la compuerta se encontraba en el 61% del cierre y fue necesario parar la maniobra debido a que se confirmó la conexión entre los pozos de captación 1 y 2 y la oquedad (inicialmente detectada sólo en el pozo 1).
- **Indicador 3:** En el minuto 13,5 se toma la decisión de continuar con la maniobra de cierre pese a la conexión de los pozos de captación y la oquedad.
- **Indicador 4:** En minuto 14,9 la compuerta se encontraba en el 71% del cierre y nuevamente se detiene la maniobra debido a la interferencia entre el tubo pescante que izaba los cables de acero para des-atascamiento de la compuerta y el servomotor.
- **Indicador 5:** En el minuto 19,4 se toma la decisión de abrir nuevamente la compuerta con el fin de resolver la interferencia entre el tubo pescante y el servomotor. La apertura realizada fue de 30 cm aproximadamente.
- **Indicador 6:** En el minuto 21,2 la compuerta regresa de nuevo hasta el 66% del cierre y luego se detiene la maniobra de apertura para luego mover el tubo pescante hacia el frente del servomotor (movimiento logrado con el boom de la grúa).
- **Indicador 7:** En el minuto 23,1 se reinició nuevamente la maniobra de cierre de la compuerta.
- **Indicador 8:** En el minuto 24,3 la compuerta se encontraba en el 77% del cierre y fue necesario detener de nuevo la maniobra debido a fuertes transitorios y trepidaciones en el pozo de aireación, lo cual produjo el cambio súbito del sentido de flujo del aire, expulsando aire con tierra y rocas provenientes de la conexión entre los pozos de presión y la oquedad.
- **Indicador 9:** Luego del transitorio, en el minuto 25, se decidió continuar la maniobra de cierre.
- **Indicador 10:** En el minuto 27,2 la compuerta se encontraba en el 97% del cierre momento el cual se presenta un comportamiento extraño debido a una interferencia entre los cables de acero y el dintel de la compuerta.

Finalmente, en el minuto 28,4 se dio por terminada la maniobra de cierre de la compuerta 2.

Las marcas alfabéticas mostradas en la Figura 21, muestran una selección de inferencias asociadas a los fenómenos hidráulicos presentados durante la maniobra de cierre, con base en los datos obtenidos por el sistema de instrumentación instalado en la compuerta 2:

- **A:** Se observa un rango de frecuencias entre 230 y 350 Hz que se asocia al fenómeno de cavitación. Este fenómeno se presentó a partir del momento en que la compuerta hace contacto con la lámina de agua y permaneció constante hasta el cierre completo.
- **B:** Se observa una frecuencia excitada alrededor de los 100 Hz, que bien se asocia con uno de los modos de vibración de la compuerta y cambios en la masa adherida de la misma (ver modo 4 – Tabla 3).
- **C:** Se observa la excitación de una frecuencia cercana a 29 Hz que concuerda con la frecuencia propia de la viga del servomotor (Ver Tabla 6). Esta frecuencia presentó un cambio cuando la compuerta comenzó a tocar la lámina de agua (contra-flujo) debido al cambio de la masa adherida.
- **D:** Se observa que en cada parada de la maniobra de cierre se atenuaron frecuencias muy bajas (<10 Hz) debido al aquietamiento de fenómenos de vorticidad que se produce durante el movimiento de la compuerta.
- **E:** Se observa una leve atenuación de las vibraciones en el 97% del cierre, debido al efecto posterior del transitorio ocurrido en el pozo de aireación 2 (ver indicadores 8 y 9) y al efecto que produjo el ingreso de aire desde el pozo de la compuerta 1 a través de la oquedad.
- **F:** Se observa un incremento de la frecuencia indicada en la Tabla 6 por la disminución de la masa adherida en las aproximaciones del 100% del cierre de la compuerta y debido al atascamiento del cable de izaje entre el sello superior y el dintel.
- **G:** Se observa excitación de la frecuencia propia de la membrana de la compuerta indicada en la Tabla 3.

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

A continuación, se presenta el análisis realizado con base en los datos recopilados, teniendo en cuenta los cálculos y estimaciones realizados antes de ejecutar la maniobra de cierre de la compuerta 2:

- Con base en los resultados presentados en la Figura 20, se puede concluir que la aireación asociada al cierre de la compuerta 2 presentó un comportamiento muy similar al estimado con la ecuación de Ghetti&Disilvio hasta el 50% del cierre. Entre el 50% y el 100% del cierre la aireación se vio claramente afectada debido a la conexión que se presentó entre los pozos de captación y la oquedad.
- Con base en los resultados presentados en la Figura 22, se puede concluir que la fuerza de frenado del servomotor presentó un comportamiento cercano al estimado con la metodología de Naudascher hasta el 50% del cierre. Entre el 50% y el 100% del cierre esta fuerza se comportó de manera más cercana a las curvas proyectadas mediante las metodologías de Kulka y Knapp.

5. CONCLUSIONES

A continuación, se presentan las conclusiones que se pueden extraer del caso de estudio analizado:

- Las metodologías empleadas para el cálculo de las fuerzas hidrodinámicas para este tipo de compuerta, son basadas principalmente en experimentos realizados en modelos hidráulicos de escala reducida, mientras que el resultado obtenido en la compuerta analizada es un caso real donde la compuerta se instrumentó, de tal manera, que se obtuvieron valores comparables con los pronósticos obtenidos mediante dichas metodologías.
- Debido a la conexión que se presentó entre la oquedad y los pozos de captación 1 y 2, el comportamiento de la aireación se afectó moderadamente en relación con el comportamiento esperado. Sin embargo, pese a esto, se afirma que las metodologías de Sharma y de Ghetti & Disilvio permitieron establecer criterios de decisión adecuados en términos de la velocidad máxima establecida para esta maniobra.
- Durante el proceso de cierre de las compuertas, se observaron muchas frecuencias excitadas, pero ninguna aumentó su amplitud durante toda la

maniobra, lo que permite inferir que el amortiguamiento de la compuerta fue satisfactorio mediante el uso de resortes helicoidales instalados en las ruedas traseras o de contraguía.

- En la viga soporte del servomotor, no se observaron muchos de los fenómenos audibles por los sensores ubicados en la compuerta. En gran medida debido al amortiguamiento que brinda el sistema oleo-hidráulico.
- En los espectrogramas se pueden asociar algunas frecuencias relacionadas con frecuencias de cavitación, lo que permite confirmar la restricción que típicamente se asocia a una compuerta de este tipo, ya que comúnmente es sabido que no es recomendable operar parcialmente estas compuertas, ni temporalmente ni por largos periodos de tiempo.
- La instrumentación, el software y el hardware adecuados para la maniobra de cierre fueron componentes vitales para garantizar una el cierre exitoso de ambas compuertas, ya que permitieron mantener el control de los movimientos requeridos ante cada una de las situaciones adversas que se presentaron.
- La prueba de calibración de las curvas calculadas fue relevante porque indicó al equipo de trabajo que todas las curvas realizadas analíticamente y los acondicionamientos previos del sistema oleo-hidráulico estarían por encima de lo real, debido a factores muy conservadores que suelen utilizar los diseñadores y calculistas de compuertas.
- Durante la reapertura de la compuerta, se observó un comportamiento similar al de cierre y como se esperaba con fuerzas de operación mayores alrededor de un 5% bajo las mismas condiciones hidrodinámicas.
- Se concluye que la máxima fuerza de frenado ocurrió aproximadamente entre el 75% del cierre para las dos compuertas. Este comportamiento es más cercano al análisis hidrodinámico propuesto por Naudascher y corresponde con el porcentaje típicamente aceptado donde debería ocurrir la fuerza hidrodinámica máxima en compuertas planas.
- De acuerdo con la Tabla 8, las amplitudes que se presentaron durante el cierre de la compuerta estuvieron por debajo de lo esperado debido a los mecanismos de amortiguamiento instalados en la compuerta (ver numeral 2.1).

6. AGRADECIMIENTOS

A Empresas Públicas de Medellín E.S.P. por permitirnos de manera exclusiva hacer uso de esta importante información y habernos asignado la responsabilidad del cierre de las dos compuertas.

A todo el equipo de trabajo que se involucró plena e incondicionalmente con este gran reto de ingeniería.

7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Skava Consulting. *Informe de estudio de causa raíz física*, Proyecto Hidroeléctrico Ituango, tomado de internet: <https://www.epm.com.co/site/estudio-causa-raiz-proyecto-ituango>, (Marzo, 2019).
- [2] EPM, Avance informativo N° 104, tomado de internet <https://www.epm.com.co/site/home/sala-de-prensa/noticias-y-novedades/comunicado-proyecto-hidroelectrico-ituango/preguntas-y-repuestas-ituango> (febrero, 2019).
- [3] Kulka, H.: *Der Eiserwasserbau*, Verlag v. Wilhelm, Ernst und Sohn, Berlin (1928).
- [4] Knapp, F.H., *Ausfluss, Überfall und Durchfluss im Wasserbau*, Verlag G. Braun, Karlsruhe (1960).
- [5] Naudascher, E., Kobus, H. E. and Rao, R. P., *Hydrodynamic Analysis for High-Head Leaf Gates*, Paper N°3904, *Journal of the Hydraulic Division, Proceeding of ASCE*, Vol.90, N° HY3 (May 1964).
- [6] Naudascher, E., *Hydrodynamic Forces*, Hydraulic Structures Design Manual, IAHR, Balkema/Rotterdam/Brookfield (1991).
- [7] Naudascher, E. and Rockwell, D.: *Flow-Induced Vibrations: An Engineering Guide*. Dover Publications, Inc., Mineola, New York, (1994).
- [8] Naudascher, E. R. D.: *Flow-Induced vibrations: an engineering guide*, New York, USA. Dover publications Inc. Mineola (2005).
- [9] Lewin, J.: *Vibrations of Hydraulic Gates*, I.W.E.S. (1983).
- [10] Levin, L.: *Calcul Hydraulique des Conduits d'Aération des Vidanges de Fond et Dispositifs Deversants*, La Houille Blanche, N°2 (1965).
- [11] Sharma, H.R.: *Air-Entrainment in High-Head Gated Conduits*, Proceedings of ASCE, Journal of the Hydraulic Division, HY11 (Nov. 1976).
- [12] Ghetti, A., Di Silvio, G.: *Investigation on the running of deep gated outlet works from reservoirs*, Proceedings of the 9th International Congress On Large Dams, Istanbul, Turkey, Vol. 2, Q33 (R48), pp. 837-852 (1976).
- [13] Calderon, D. CFD Simulation of the Air-Water Flow in The Bottom Outlet of Ituango Hydroelectric Project. Daniel Bung, Blake Tullis, 7th IAHR International Symposium on Hydraulic Structures, Aachen, Germany, 15-18 May. doi: 10.15142/3TW7D (978-0-692-13277-7), (2018).
- [14] U.S. ARMY CORPS OF ENGINEERS: *Hydraulic Design Criteria, Air Demand, Regulated Outlet Works*, Sheet 050-1 (1964).
- [15] Fujimoto, S. and Takasu, S.: *Historical Development of Large Capacity Outlets for Flood Control in Japan*, XIII ICOLD Congress, New Delhi (1979).
- [16] U.S. ARMY CORPS OF ENGINEERS, *Hydraulic Design Criteria, Hydraulic Design Chart 320-1, Control Gates, Discharge Coefficients* (1961).
- [15] Rao, S. and Griffin, P.: *Mechanical vibrations*. 5th ed. Miami: Prentice Hal