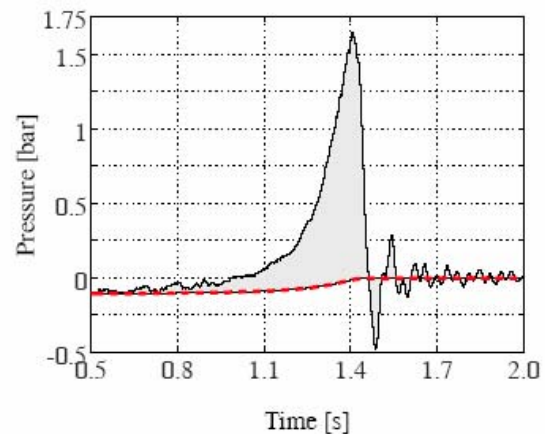
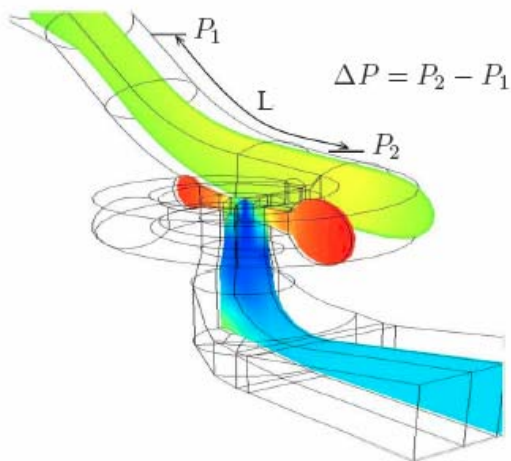


Informe Final del Proyecto Interno HC-0902.1
"Sistemas de Medición en Grandes Obras Hidráulicas"

Actividad 4

**Evaluación preliminar del método de Gibson
para medir el gasto en Centrales Hidroeléctricas**



23 de diciembre, 2009

Jefe del proyecto:

- Ariosto Aguilar Chávez

Autores del informe:

- Serge Tamari
- Siham Semlali (*Polytech'* Montpellier, Francia)

Comentarios sobre la teoría:

- Víctor Alcocer Yamanaka
- Ariosto Aguilar Chávez

Comentarios sobre la propuesta técnica:

- Víctor Mejía Astudillo

Realización de las pruebas de laboratorio:

- Serge Tamari
- Siham Semlali (*Polytech'* Montpellier, Francia)
- Alejandro López Vázquez

Apoyo técnico durante las pruebas:

- Alberto Castro (Tollocán S.A. de C.V.)
- Luís Jaimes Maldonado (Tollocán S.A. de C.V.)
- Daniel Samaniego Martínez (CPSUR S.A. de C.V.)

Índice

1.	Introducción general	5
2.	Teoría	7
2.1.	Fundamentos del método de Gibsón	7
2.2.	Algunas aclaraciones sobre las tres variantes del método	19
2.3.	Dificultades teóricas con el método tradicional de Gibson	26
2.4.	Dificultades prácticas para implementar el método de Gibson	50
2.5.	Conclusión sobre la teoría y propuestas	58
3.	Revisión bibliográfica	70
3.1.	Estudios realizados en sitio	71
3.2.	Investigaciones de laboratorio	71
3.3.	Estudios basados en simulaciones	72
3.4.	Conclusión sobre la bibliografía	73
4.	Construcción de un banco de prueba	75
4.1.	Objetivos del banco de prueba	75
4.2.	Realización del banco de prueba	78
4.3.	Conclusión sobre el banco de prueba	80
5.	Pruebas en el laboratorio	84
5.1.	Propósito de las pruebas	84
5.2.	Resultados crudos	84
5.3.	Síntesis	87
5.4.	Conclusión sobre las pruebas	87
6.	Propuesta para instrumentar una presa	89
6.1.	Selección de sensores para medir la presión	89
6.2.	Forma de instalar transductores de presión absolutos en una tubería	91
6.3.	Búsqueda de un sensor comercial	98
6.4.	Comentarios finales	105
7.	Resumen	107
8.	Referencias bibliográficas	108
	Anexo A - Algoritmo de la norma IEC 60041 (1991)	116
	Anexo B - Requisitos de la norma IEC 60041 (1991)	123
	Anexo C - Estimación analítica del gasto	129
	Anexo D - Transitorios de presión y golpe de ariete	131
	Anexo E - Transductores de presión comerciales	157

Tamari S., Semlali S. 2009. Evaluación preliminar del método de Gibson para medir el gasto en Centrales Hidroeléctricas. *Informe Final del Proyecto Interno HC-0902.1, Actividad 4*. IMTA, Jiutepec (Mor.).

1. INTRODUCCIÓN GENERAL

El "*método de Gibson*" (también conocido como "*método de los transitorios de presión*") ha sido propuesto en 1923 para determinar el gasto en las tuberías a presión de las Centrales Hidroeléctricas (IEC 60041, 1991). Por lo general, este método consiste en monitorear y analizar la diferencia de presión que se presenta entre dos puntos de un tramo de tubería, cuando se cierra una compuerta aguas abajo. En un principio, ha tenido bastante éxito, porque se consideraba como muy preciso. Ha dejado de ser popular después, debido a su incómoda instrumentación. ⁽¹⁾ Sin embargo, se ha considerado de nuevo como atractivo desde hace unos 30 años, con los avances recientes en la instrumentación. ⁽²⁾

En comparación con otros métodos que se usan comúnmente para determinar el gasto en las tuberías de Centrales Hidroeléctricas (es decir: los métodos de "área - velocidad", "presión - gasto" y "trazadores"), el método de Gibson presenta las siguientes ventajas y desventajas:

- **Principales ventajas:** según la norma IEC 60041 (1991), es un método "primario" (es decir: no requiere de una calibración preliminar) que se considera como bastante preciso para estimar el gasto (incertidumbre entre ± 1.5 y 2.3 % [$p = 0.95$]). Además, no parece ser tan exigente como otros métodos, en cuanto a la geometría del tramo de tubería por instrumentarse.
- **Principales desventajas:** el método de Gibson *no* permite monitorear el gasto; de hecho, solo puede usarse cuando se produce un cambio importante en el gasto que circula dentro de una tubería. ⁽³⁾ Además -y tal como se verá a continuación- su puesta en operación no es tan sencilla como parece...

⁽¹⁾ Norman Rothwell Gibson -el inventor del método- utilizaba manómetros de mercurio, un péndulo y una cámara de alta velocidad para registrar los transitorios de presión; después, se tenía que procesar los datos por planimetría (IEC 60041, 1991, inciso [10.4.3.2]).

⁽²⁾ Es decir: transductores de presión más precisos y con tiempo de respuesta corto, tarjetas de adquisición de datos y computadoras para poder adquirir y procesar numéricamente los datos.

⁽³⁾ Para monitorear el gasto, se puede implementar fácilmente el método de "Winter-Kennedy", que consiste en medir la diferencia de presión que se presenta entre dos puntos del "caracol" de una turbina. Dicha diferencia de presión aumenta con el gasto, debido al efecto de la fuerza centrípeta que se ejerce sobre el agua cuando entra en el caracol. En la práctica, el gasto resulta ser proporcional a la diferencia de presión medida; el coeficiente de proporcionalidad debe determinarse mediante una *calibración* (debido a esta calibración, el método de Winter-Kennedy *no* es primario). Por lo general, se utiliza el método de Gibson para calibrar el método de Winter - Kennedy.

En este documento, se evalúa la factibilidad del método de Gibson, para medir el gasto en las tuberías de las Centrales Hidroeléctricas. El documento esta dividido en cinco partes:

1. *Teoría* - Primero, se presentan los fundamentos del método de Gibson, así como las dudas teóricas y dificultades prácticas que se tienen al respecto. Al final, se hacen unas propuestas para seguir investigando los alcances del método de Gibson.
2. *Bibliografía* - Después, se presenta una síntesis de los trabajos actuales sobre el método de Gibson
3. *Materiales y métodos (pruebas de laboratorio)* - Luego, se describe un banco de prueba, cuyo propósito es evaluar el método de Gibson en el laboratorio.
4. *Resultados (pruebas de laboratorio)* - Enseguida, se reportan unos resultados preliminares obtenidos con el banco de prueba.
5. *Propuesta (para instrumentación en sitio)* - Finalmente, se hace una propuesta para poder instrumentar la tubería de una Central Hidroeléctrica con el método de Gibson.

2. TEORÍA

2.1. Fundamentos del método de Gibsón

El método de Gibson requiere que se provoque un cambio de gasto suficientemente importante dentro de la tubería donde se pretende estimar el gasto; en las Centrales Hidroeléctricas, esto se produce generalmente al cerrar una compuerta que se encuentra aguas abajo (por ejemplo, cuando se pretende dar mantenimiento a una turbina; véase: Ilustración 2.1). En este caso, se utiliza el "principio fundamental de la dinámica" (también conocido como "segunda ley de Newton") para estimar el gasto "inicial" (es decir: antes del cierre de la compuerta) a partir de los cambios de presión causados por la deceleración del agua que estaba fluyendo.

2.1.1. Hipótesis fundamentales del método de Gibson

- H1 - La tubería trabaja a presión.
- H2 - La tubería es rígida (en cada sitio, el área A permanece constante).
- H3 - El agua se comporta como un fluido incomprensible (ρ es constante).
- H4 - Las pérdidas de presión por fricción entre el agua y la tubería son proporcionales al valor cuadrado del gasto en cualquier momento. ⁽⁴⁾
- H5 - No hay asimetría en el flujo del agua dentro de la tubería (es decir, las líneas de corriente son siempre paralelas entre ellas y con una simetría axial). ⁽⁵⁾
- H6 - Toda la masa de agua en el tramo de tubería considerado se decelera de la misma manera (es decir: en cualquier momento, el gasto es el mismo a lo largo del tubo).
- H7 - El agua fluye siempre en el mismo sentido (es decir: hacía abajo). ⁽⁶⁾

⁽⁴⁾ También se asume que la energía interna del agua es constante (es decir: no hay pérdidas de energía por calor).

⁽⁵⁾ Con esta hipótesis, se puede describir el flujo del agua como si fuera *unidimensional*.

⁽⁶⁾ Con esta hipótesis, se describe el flujo del agua en el marco de la "*teoría de la columna rígida*" (Wood *et al.*, 2005, página 1-9).

A continuación, se presenta una demostración del método de Gibson. ⁽⁷⁾ La lista de las principales variables usadas se muestra en el Cuadro 2.1.

Cuadro 2.1. Lista de las principales variables usadas

Símbolo	Definición	Unidad (8) (9)	Comentarios
t	Tiempo	s	$t_0 = 0$
z	Elevación (o energía potencial del agua)	m	Positivo hacia arriba
x	Distancia a lo largo de la tubería	m	Positivo hacia abajo
v	Velocidad del agua	$m\ s^{-1}$	Positivo hacia abajo
v_m	Velocidad media en una sección de tubería	$m\ s^{-1}$	Aguas arriba o aguas abajo
α	Coefficiente de Coriolis	-	Aguas arriba o aguas abajo
D	Diámetro interior de la tubería	m	Aguas arriba o aguas abajo
A	Sección de la tubería	m^2	Aguas arriba o aguas abajo
p	Presión del agua <i>sin</i> la energía potencial	Pa	Aguas arriba o aguas abajo
P	Presión piezométrica (varia con el tiempo)	Pa	$P = p + \rho g z$
m	Masa del fluido dentro de la tubería	kg	Para el tramo de tubería
L	Distancia entre dos secciones de una tubería	m	Para el tramo de tubería
F	Factor de forma de la tubería	m^{-1}	Para el tramo de tubería
K_f	Coefficiente de pérdidas de carga por fricción	$kg\cdot m^{-7}$	Para el tramo de tubería
ΔP	Cambio de presión piezométrica	Pa	Para el tramo de tubería
Δp_f	Pérdida de presión por fricción	Pa	Para el tramo de tubería
Δp_d	Pérdida de presión dinámica	Pa	Para el tramo de tubería
Q	Gasto dentro de la tubería	$m^3\ s^{-1}$	Para el tramo de tubería
Q_0	Gasto inicial (antes del cierre de compuerta)	$m^3\ s^{-1}$	Para el tramo de tubería
Q_F	Gasto final (fuga después del cierre de compuerta)	$m^3\ s^{-1}$	Para el tramo de tubería
Re	Número de Reynolds	-	$Re = (\rho / \mu) v_m D$
g	Aceleración de la gravedad	$m\ s^{-2}$	$g = 9.78$ en Cuernavaca
ρ	Densidad del agua líquida	$kg\ m^{-3}$	$\rho \approx 1000$ ($a \approx 20\ ^\circ C$)
μ	Viscosidad <i>dinámica</i> del agua líquida	Pa s	$\mu \approx 10^{-3}$ ($a \approx 20\ ^\circ C$)
ϕ	Factor de fricción	-	Ecuación de Darcy - Weisbach
1	"Aguas arriba"	<i>índice</i>	
2	"Aguas abajo"	<i>índice</i>	
O	"Condición inicial" (antes del cierre de compuerta)	<i>índice</i>	
F	"Condición final" (cuando el agua casi no fluye)	<i>índice</i>	

⁽⁷⁾ Dicha demostración esta inspirada en las siguientes publicaciones: IEC 60041 (1991), Urquiza *et al.* (2007) y Adamkowski *et al.* (2008).

⁽⁸⁾ Se recuerdan las siguientes equivalencias: $[N] = [kg\ m\ s^{-2}]$ y $[Pa] = [kg\cdot m^{-1}\ s^{-2}]$

⁽⁹⁾ Se recuerda también lo siguiente: $1\ bar \approx 1\ «\ kg\ cm^{-2}\ » \approx 10\ mca \approx 100\ kPa \approx 14.5\ psi$

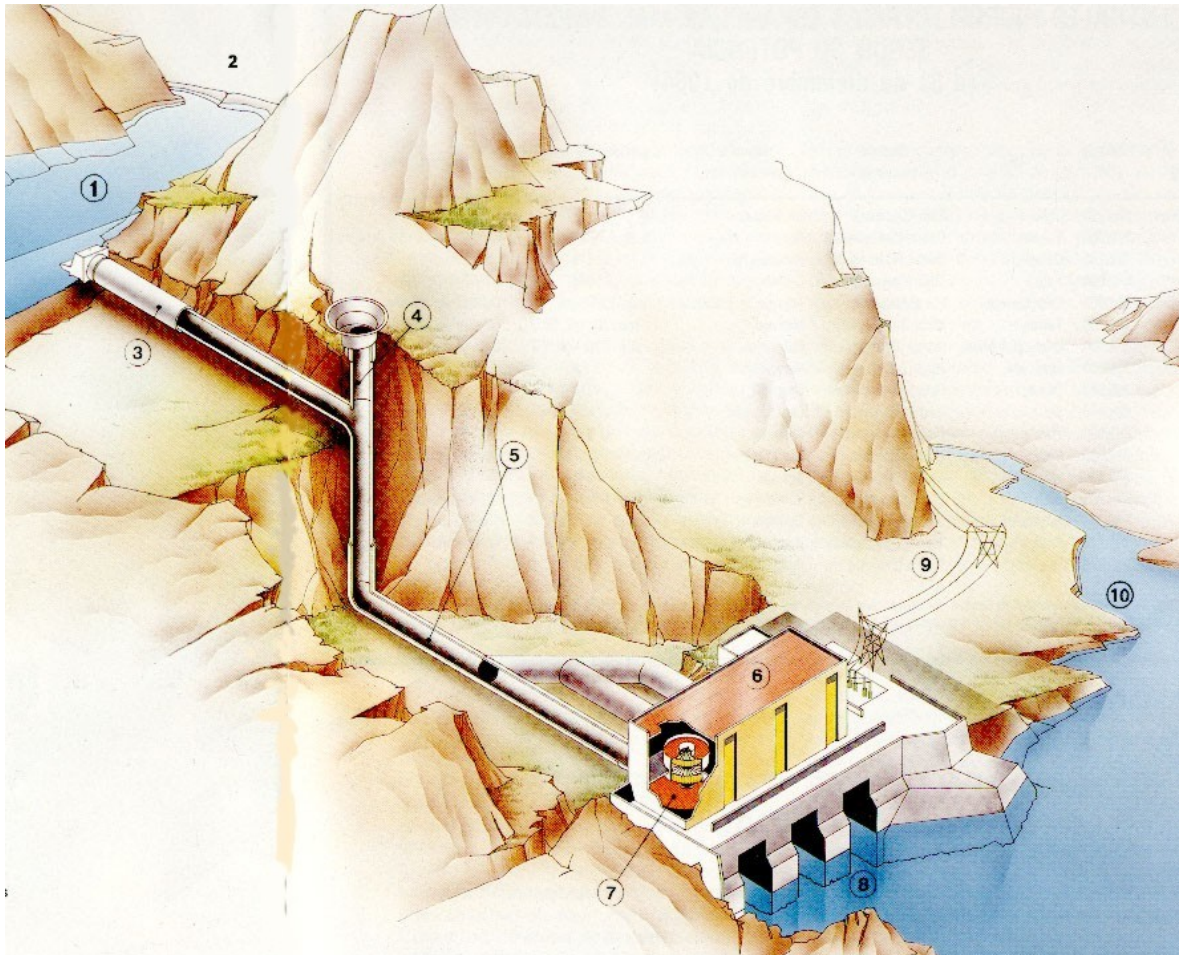


Ilustración 2.1. Esquema de una Central Hidroeléctrica.

Por lo general, el método de Gibson se utiliza para determinar el gasto que estaba circulando dentro de un tramo de tubería a presión (5) justo antes de cerrar una compuerta aguas abajo; en la práctica, el cierre se hace cuando se requiere dar mantenimiento a una turbina (7).

Nota: el tramo de tubería por instrumentarse *no* debe tener bifurcación.

2.1.2. Demostración del método de Gibson

2.1.2.1. Consideraciones preliminares sobre la energía del agua

La energía total del agua (E_w) puede descomponerse en tres términos:

$$E_w = E_h + E_p + E_c \quad (2.1)$$

donde: E_h : Energía de presión (N)
 E_p : Energía potencial (N)
 E_c : Energía cinética (N)

La **energía de presión** (E_h) se debe a la presión que se ejerce sobre el fluido; es:

$$E_h = m \frac{p}{\rho} \quad (2.2)$$

donde: p : Presión del agua *sin* la energía potencial (Pa)
 m : Masa del fluido (kg)
 ρ : Masa volumétrica (o "densidad") del fluido (kg m^{-3})

La **energía potencial** (E_p) se debe al efecto de la gravedad; es dada por:

$$E_p = m g z \quad (2.3)$$

donde: z : Elevación (m), positivo hacia arriba, y relativo a una cota arbitraria
 g : Aceleración de la gravedad (m s^{-2})

La **energía cinética** (E_c) se debe a la inercia del fluido, cuando esta en movimiento; es:

$$E_c = \alpha \frac{m v_m^2}{2} \quad (2.4)$$

donde: v_m : Velocidad media del agua en una sección de tubería (m s^{-1})
 α : Coeficiente de Coriolis (-)

Nota: El coeficiente de Coriolis es un factor de corrección, debido a que la distribución de la velocidad no es uniforme en una sección de tubería; es igual a:

$$\alpha = \frac{\int_A v^3 dA}{v_m^3 A} \quad (2.5)$$

Para un flujo turbulento totalmente desarrollado dentro de una tubería a presión, se tiene (Urquiza *et al.*, 2007):

$$1.04 < \alpha < 1.40 \quad (2.6)$$

2.1.2.2. Balance de energía en un tramo de tubería

El método de Gibson puede demostrarse haciendo un balance de energía a escala del tramo de tubería considerado: ⁽¹⁰⁾

$$E_{w1} - E_{w2} = \Delta E_f + \Delta E_s \quad (2.7)$$

donde: E_{w1} : Energía del agua que entra, es decir: aguas arriba del tubo (N)
 E_{w2} : Energía del agua que sale, es decir: aguas abajo del tubo (N)
 ΔE_f : Pérdida de energía por fricción con la pared del tubo (N)
 ΔE_s : Energía suministrada al agua (N)

La *pérdida de energía por fricción* (ΔE_f) se debe a la fricción que existe entre el fluido en movimiento y la pared del tubo; puede expresarse de la siguiente manera:

$$\Delta E_f = m \frac{\Delta p_f}{\rho} \quad (2.8)$$

donde: Δp_f : Pérdida de presión por fricción (Pa)
 m : Masa del fluido (kg)
 ρ : Masa volumétrica (o "densidad") del fluido (kg m^{-3})

⁽¹⁰⁾ La única diferencia con la *ecuación de Bernouilli*, es el uso del término ΔE_s .

Nota: Se considera comúnmente que el signo de la pérdida de presión por fricción es el mismo que el signo del gasto, y que la magnitud de esta pérdida es proporcional al valor cuadrado del gasto: ⁽¹¹⁾

$$\Delta p_f = K_f Q |Q| \quad (2.9)$$

donde: K_f : Coeficiente de pérdidas por fricción (kg m^{-7})

Además, cuando se utiliza el método tradicional de Gibson, se asume que el coeficiente de pérdidas por fricción (K_f) es una *constante*. En este caso, dicho coeficiente puede estimarse a partir de la condición inicial, es decir: antes del cierre de la compuerta (IEC 60041, 1991; Urquiza *et al.*, 2007): ⁽¹²⁾

$$K_f = \frac{\Delta p_{f0}}{Q_0 |Q_0|} \quad \text{Asumiendo que } K_f \text{ es constante} \quad (2.10)$$

En este caso, se deduce:

$$\Delta p_f = \Delta p_{f0} \left(\frac{Q |Q|}{Q_0 |Q_0|} \right)$$

$$\Delta p_f = \Delta p_{f0} \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2 \quad \text{Cuando el agua fluye hacia abajo} \quad (2.11)$$

⁽¹¹⁾ Véase: "ley de Darcy - Weisbach" en el inciso [2.3.2]. Con las convenciones tomadas en este documento, el gasto es positivo cuando el agua fluye hacia abajo.

⁽¹²⁾ Experimentalmente, se mide la diferencia de presión (ΔP_0) y se deduce:

$$\Delta p_{f0} = \Delta P_0 + \Delta p_{d0} = \Delta P_0 + \frac{\rho Q_0}{2} \left(\frac{\alpha_{10}}{A_1^2} - \frac{\alpha_{20}}{A_2^2} \right)$$

La energía suministrada al agua (ΔE_s) se debe a su cambio de aceleración; es: ⁽¹³⁾

$$\Delta E_s = L m \frac{d v_{m^*}}{d t} \quad (2.12)$$

donde: L : Longitud del tramo de tubería (m)
 m : Masa del fluido (kg)
 v_{m^*} : Velocidad *promedio* del agua a lo largo de la tubería ($m s^{-1}$)
 t : Tiempo (s)

2.1.2.3. Demostración general del método de Gibson

Para cualquier tiempo (t), la Ecuación 2.7 se convierte en:

$$\left(m \frac{p_1}{\rho} + m g z_1 + \alpha_1 \frac{m v_{m1}^2}{2} \right) - \left(m \frac{p_2}{\rho} + m g z_2 + \alpha_2 \frac{m v_{m2}^2}{2} \right) = m \frac{\Delta p_f}{\rho} + L m \frac{d v_{m^*}}{d t}$$

Lo cual se simplifica en:

$$\left(p_1 - p_2 \right) + \rho g \left(z_1 - z_2 \right) + \frac{\rho}{2} \left(\alpha_1 v_{m1}^2 - \alpha_2 v_{m2}^2 \right) = \Delta p_f + \rho L \frac{d v_{m^*}}{d t} \quad (2.13)$$

Asumiendo que, en cualquier momento, el gasto (Q) es el mismo a lo largo de la tubería (hipótesis H6), la velocidad promedio a lo largo de la tubería es igual a:

$$v_{m^*} = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{Q(x)}{A(x)} dx = \frac{Q}{L} \int_0^L \frac{dx}{A(x)} \quad (2.14)$$

⁽¹³⁾ Se deduce del "principio fundamental de la dinámica" (es decir: "la fuerza que actúa sobre un cuerpo es proporcional a su aceleración"), también conocido como: "segunda ley de Newton".

Reemplazando las velocidades por el gasto, se deduce:

$$(p_1 - p_2) + \rho g (z_1 - z_2) + \frac{\rho Q^2}{2} \left(\frac{\alpha_1}{A_1^2} - \frac{\alpha_2}{A_2^2} \right) = \Delta p_f + \rho \frac{dQ}{dt} \int_0^L \frac{dx}{A(x)}$$

Introduciendo las siguientes notaciones:

$$\Delta P = (p_1 - p_2) + \rho g (z_1 - z_2) \quad (2.15)$$

donde: ΔP : Diferencia de presión piezométrica (Pa)

$$\Delta p_d = \frac{\rho Q^2}{2} \left(\frac{\alpha_1}{A_1^2} - \frac{\alpha_2}{A_2^2} \right) \quad (2.16)$$

donde: Δp_d : Pérdida de presión dinámica (Pa)

$$F = \int_0^L \frac{dx}{A(x)} \quad (2.17)$$

donde: F : Factor geométrico del tubo (m^{-1})⁽¹⁴⁾

Se tiene:

$$\Delta P + \Delta p_d = \Delta p_f + \rho F \frac{dQ}{dt}$$

Reordenando:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{\rho F} (\Delta P + \Delta p_d - \Delta p_f) \quad (2.18)$$

⁽¹⁴⁾ Concepto previamente definido en Allievi (1902, página 9).

Integrando desde un tiempo anterior al cierre de compuerta ($t_0 = 0$), hasta un tiempo posterior al cierre (t_f), se deduce:

$$Q_0 = \frac{1}{\rho F} \int_0^{t_f} (-\Delta P - \Delta p_d + \Delta p_f) dt + Q_f \quad (2.19)$$

donde: t_f : Tiempo posterior al cierre de compuerta (s)
 Q_0 : Gasto inicial, es decir: antes de cerrar la compuerta ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
 Q_f : Gasto final, es decir: fuga cuando se cerro la compuerta ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)

2.1.2.4. Simplificación considerada en la norma IEC 60041 (1991)

En la norma IEC 60041 (1991), solo se presenta una teoría "simplificada" sobre el método de Gibson; de hecho, se asume que la tubería es recta y con una sección constante. En este caso, el cálculo del factor de forma de la tubería se simplifica ($F = L / A$) y ya no se tienen pérdida de presión dinámica ($\Delta p_d = 0$).⁽¹⁵⁾ Se deduce la siguiente ecuación:⁽¹⁶⁾

$$Q_0 = \frac{A}{\rho L} \int_0^{t_f} (-\Delta P + \Delta p_f) dt + Q_f \quad \text{Tubería recta y uniforme} \quad (2.20)$$

⁽¹⁵⁾ En la norma, se hacen también otros supuestos que son bastante confusos. En particular, se asume que la viscosidad del agua es nula ($\mu = 0$), lo cual implica que la velocidad del agua es la misma a lo largo de una sección de tubería ($\alpha = 1$); esto es otro motivo para descartar la pérdida de presión dinámica (Δp_d). Sin embargo, se reconoce que se tienen pérdidas de presión por fricción (Δp_f), lo cual implica que la viscosidad del agua *no* puede ser nula !

⁽¹⁶⁾ La norma reconoce que se trata de una teoría "simplificada", pero *no* dice donde se pueden conseguir más detalles sobre la teoría que sustenta el método de Gibson.

2.1.3. Aplicación en la determinación del gasto

2.1.3.1. Análisis del "diagrama de tiempo - presión" obtenido con una prueba de Gibson

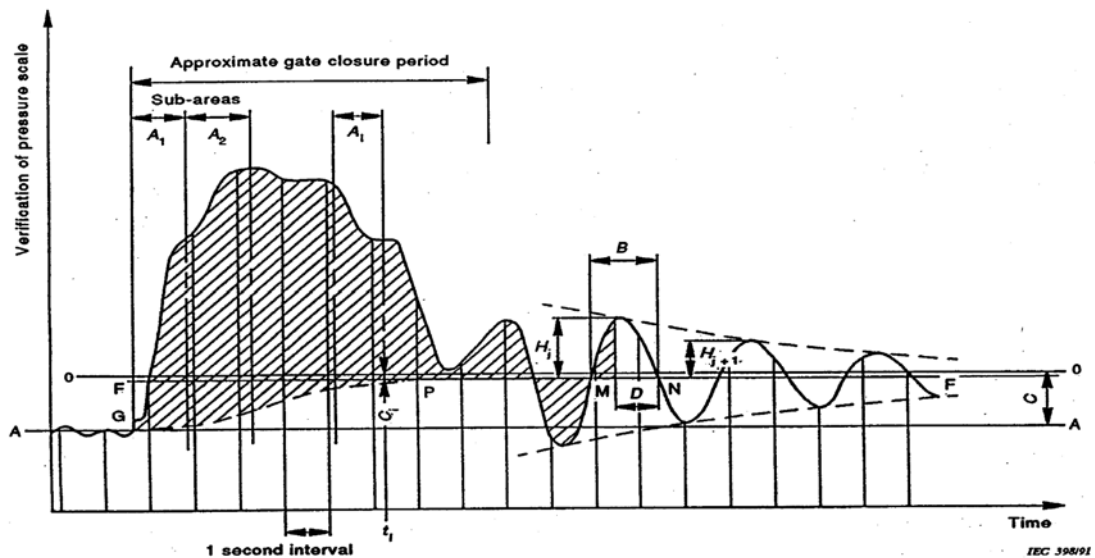
En la Ilustración 2.2, se muestra un ejemplo típico de como varía la diferencia de presión entre dos puntos de una tubería (ΔP), cuando se cierra una compuerta aguas abajo: ⁽¹⁷⁾ ⁽¹⁸⁾

- Antes del cierre de la compuerta, se tiene una cierta diferencia de presión piezométrica (ΔP_0): esta diferencia se debe a las pérdidas de presión por fricción (Δp_{f0}) y a la eventual pérdida de presión dinámica (Δp_{d0}) en condición de régimen estacionario.
- Al cerrar la compuerta, la diferencia de presión entre el punto aguas arriba y el punto aguas abajo (ΔP) se reduce abruptamente: debido a la deceleración del agua que estaba fluyendo, la presión aguas abajo del tramo de tubería aumenta más rápidamente que la presión aguas arriba.
- Un poco después, se presentan comúnmente oscilaciones en la presión del agua (ΔP cambia de signo con una cierta periodicidad): este fenómeno se conoce como *golpe de ariete... no* está explícitamente considerado en la teoría de Gibson (véase inciso [2.3.5] de este informe).
- Finalmente, se alcanza una diferencia de presión (ΔP_F) que depende casi exclusivamente de la diferencia de elevación de los dos extremos de la tubería considerada (es decir, $\Delta P_F \approx \rho g (z_1 - z_2)$): esto se debe a que el agua es casi inmóvil (asumiendo que la fuga Q_F es pequeña).

Para poder estimar el gasto que circulaba en la tubería antes del cierre de la compuerta (Q_0), debe calcularse una integral (véase: Ecuación 2.19) que corresponde al área achurado en la Ilustración 2.2. La "línea base" (A-G-P-M) para calcular la integral corresponde a las pérdidas de presión por fricción (Δp_f) y a la eventual pérdida de presión dinámica (Δp_d). La suma de las pérdidas por fricción (Δp_{f0}) y de la eventual pérdida de presión dinámica (Δp_{d0}) antes del cierre de la compuerta corresponde al punto "A" en la Ilustración.

⁽¹⁷⁾ En la Ilustración, el signo de la diferencia de presión (ΔP) es *al revés* de lo considerado en este informe.

⁽¹⁸⁾ Al respecto, véase también la Ilustración en la página 51 de Camichel *et al.* (1916), que muestra un transitorio de presión "ideal".



**Ilustración 2.2. Esquema de un "diagrama de tiempo - presión" ,
es decir: el resultado de una prueba de Gibson
según la norma IEC 60041 (1991)**

**Para poder estimar el gasto que circulaba en la tubería antes de cierre de la compuerta,
debe calcularse una integral que corresponde al área achurado en la Ilustración.**

Nota: en la Ilustración, se representa la diferencia de presión ($-\Delta P$) como si fuera entre "aguas abajo" y "aguas arriba", es decir: es *al revés* de lo que se considera en este informe.

2.1.3.2. Forma de determinar el gasto

Con base a la teoría de Gibson (Ecuación 2.19), se puede estimar el gasto que circulaba en la tubería antes del cierre de la compuerta (Q_0) a partir de las siguientes cantidades:

- *Los cambios de presión piezométrica durante el cierre de la compuerta (ΔP)* - Estos cambios se miden con sensores de presión (véase Ecuación 2.15 e Ilustración 2.2; véase también las aclaraciones que se hacen en el inciso [2.2.2]).
- *La densidad del agua (ρ)* - *A priori*, es fácil conocer este valor con una precisión suficiente para poder aplicar el método de Gibson.
- *El factor de forma de la tubería (F)* - Este factor se calcula conociendo las dimensiones de la tubería (véase: Ecuación 2.17).
- *La fuga en el tramo de tubería (Q_F)* - Esta fuga tiene que determinarse en forma independiente (véase inciso [2.2.4]).
- *Las pérdidas de presión por fricción (Δp_f)* - Estas pérdidas tienen que estimarse teóricamente (véase: Ecuación 2.11).
- *Las pérdidas de presión dinámicas (Δp_d)* - Estas pérdidas tienen que estimarse teóricamente (véase: Ecuación 2.16).
- *Algoritmo iterativo de cálculo* - Ahora bien, debido a que las pérdidas de presión por fricción (Δp_f) y la pérdida de presión dinámica (Δp_d) dependen del gasto en cualquier momento (Q), y que no se sabe *a priori* cual es el valor de este gasto, se requiere de un *algoritmo iterativo* para poder resolver el problema (al respecto, véase: Anexo [A]).

2.2. Algunas aclaraciones sobre las tres variantes del método

2.2.1. Las tres variantes del método de Gibson

En la literatura (IEC 60041, 1991; Urquiza *et al.*, 2007), se reportan tres variantes del método de Gibson (Ilustración 2.3):

- *Primera variante* - Esta variante requiere monitorear la diferencia de presión entre dos secciones de un tramo de tubería; esto se lleva a cabo con un transductor de presión diferencial. En este caso, la norma IEC 60041 (1991) menciona ciertos requisitos (véase: Anexo [B] de este informe); en particular, *la distancia entre las dos secciones de medición debe ser mayor a 10 m*.
- *Segunda variante* - Esta variante requiere monitorear la presión entre dos secciones de un tramo de tubería; esto se lleva a cabo con dos transductores de presión. En este caso, la norma IEC 60041 (1991) menciona ciertos requisitos (véase: Anexo [B]); en particular, *la distancia entre las dos secciones debe ser mayor a 50 m*.
- *Tercera variante* - Esta variante requiere monitorear la presión entre una sola sección de un tramo de tubería (lo que se lleva a cabo con un transductor de presión); además, deben considerarse dos sub-variantes: (1) *si hay un pozo de oscilación*, debe monitorearse el tirante en el pozo, y (2) *si no hay pozo*, debe medirse el tirante en el embalse. ⁽¹⁹⁾ En este caso, la norma IEC 60041 (1991) indica que deben cumplirse ciertos requisitos (véase: Anexo [B]); en particular, *esta variante no puede usarse si la geometría de la tubería desde el embalse hacia la sección de medición es demasiado compleja*. ⁽²⁰⁾

⁽¹⁹⁾ La norma IEC 60041 (1991) es ambigua al respecto: al inicio del inciso [10.4.4.1] dice que *no* se puede aplicar la tercera variante del método de Gibson cuando hay un pozo de oscilación, pero al final del mismo inciso y en el siguiente, dice que *si* se puede.

⁽²⁰⁾ Por lo tanto, la norma IEC 60041 (1991) reconoce que se puede implementar el método de Gibson en tramos de tubería que no son necesariamente rectos y uniformes; sin embargo, no dice mucho al respecto (véase: Anexo [B] de este informe).

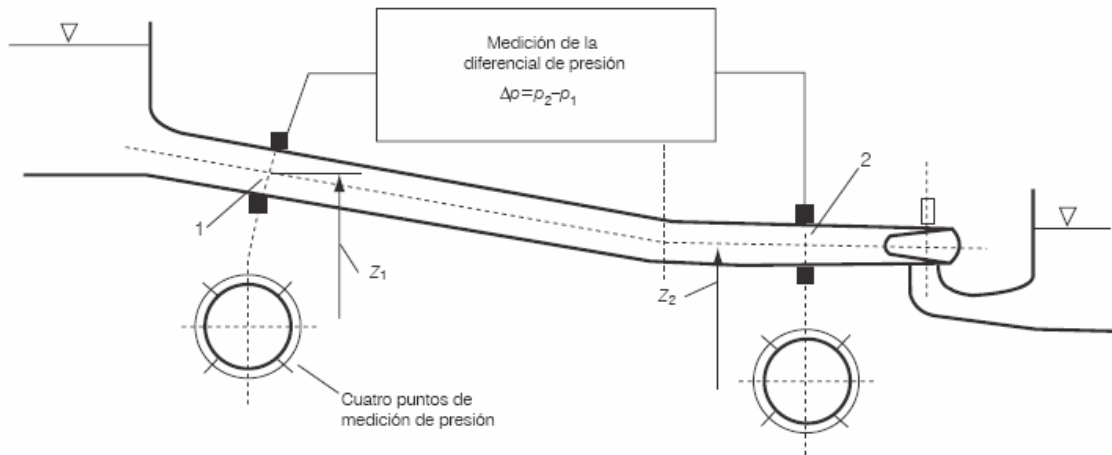


Ilustración 2.3. Los sitios de medición normalmente considerados cuando se aplica el método de Gibson.

(tomado de: Urquiza *et al.*, 2007)

1. La *primera variante* del método de Gibson consiste en monitorear la diferencia de presión entre dos sitios de medición; para eso, se requiere de un sensor de presión diferencial.
2. La *segunda variante* del método consiste en monitorear por separado la presión del agua en cada uno de los dos sitios de medición; para eso, se requieren dos sensores de presión (absoluto o manométrico).
3. La *tercera variante* consiste en monitorear la presión del agua en un solo sitio de medición (para eso, se requiere de un sensor de presión) y el tirante en el embalse (en caso de que haya un pozo de oscilación, debe monitorearse su tirante).

2.2.2. ¿ Que "presión" (P) debe medirse ?

En la norma IEC 60041 (1991) no se dice claramente si la presión piezométrica (P) que debe medirse cuando se aplica el método de Gibson es referida a la atmósfera (en este caso, se trata de la presión "absoluta") o no (en este caso, se trata de la presión "manométrica", es decir: la presión absoluta menos la presión atmosférica). A primera vista, esto no importa mucho, porque en teoría se determina el gasto a partir de *diferencias* de presión (véase: Ecuación 2.19).

Sin embargo, la presión atmosférica *varía* en el tiempo y en el espacio. Por un lado, los cambios temporales de presión atmosférica pueden despreciarse, porque las pruebas de Gibson no duran más que unos minutos. Pero por otro lado, los cambios espaciales de presión atmosférica *no* son necesariamente despreciables; de hecho, la presión atmosférica decrece con la altitud con una tasa de $\approx -10 \text{ Pa m}^{-1}$.⁽²¹⁾ Considerando que el desnivel en las Centrales Hidroeléctricas puede alcanzar 100 m, podrían tenerse diferencias de presión atmosférica de hasta 0.1 mca a lo largo de un tramo de tubería, lo que *no* es siempre pequeño en comparación con la magnitud de las diferencias de presión que se observan cuando se hacen pruebas de Gibson (véase Cuadro 2.4). Por lo anterior, conviene aclarar que tipo de presión debe medirse, cuando se pretende utilizar una de las variantes del método de Gibson:

- *Primera variante del método de Gibson* - Para esta variante, se requiere de un sensor de presión diferencial: en este caso, no se tiene ningún problema de instrumentación.⁽²²⁾
- *Segunda variante del método de Gibson* - Para esta variante, lo más recomendable en teoría, es usar dos sensores de presión absolutos.⁽²³⁾ También podrían usarse sensores de presión manométricos, *siempre y cuando* la diferencia de nivel entre los dos sitios de medición no es demasiado grande.

⁽²¹⁾ Es decir: la presión atmosférica se reduce de $\approx 1 \text{ mm}$ de columna de agua, por cada metro de elevación; esta aproximación es válida cuando la altitud esta entre 0 y 3,000 msnm.

⁽²²⁾ En estricto sentido, el sensor de presión diferencial es sensible a los eventuales cambios espaciales de presión atmosférica, que de todos modos serán probablemente muy pequeños (debido a que en la práctica, se colocan los extremos del sensor a una distancia de unos metros).

⁽²³⁾ Como se verá a continuación, esto además facilita la instrumentación de una tubería embebida en concreto (véase: inciso [6] de este informe).

- *Tercera variante del método de Gibson* - Para esta variante, la norma IEC 60041 (1991) indica que se requiere de un "sensor de presión" para medir los transitorios en la tubería y un "sensor de nivel" para monitorear el tirante en el embalse (o en el pozo de oscilación) de la Central Hidroeléctrica. Sin embargo, esto es confuso:
 - Si se utiliza un sensor de presión *absoluto* para medir los transitorios de presión dentro de la tubería, en este caso, debería medirse en el embalse (o en el pozo de oscilación) la suma del tirante (relativo al sensor de presión) y de la presión atmosférica. ⁽²⁴⁾
 - Si se utiliza un sensor de presión *manométrico* para medir los transitorios de presión dentro de la tubería, en este caso, debería medirse el tirante en el embalse (o en el pozo de oscilación), *siempre y cuando* se puede asumir que los cambios de presión atmosférica son pequeños entre los dos sitios de medición.

2.2.3. ¿ Con que algoritmo calcular el gasto (Q_0) ?

La técnica propuesta por la norma IEC 60041 (1991) para calcular el gasto a partir de los resultados de una prueba de Gibson es difícil de entender y basada en consideraciones obsoletas:

- *Primera variante del método de Gibson* - Para esta variante, la norma propone usar una antigua técnica de planimetría (véase: Anexo [A] de este informe); pero en la actualidad, es algo poco práctico; como alternativa, sería más conveniente procesar los datos numéricamente con un programa de computo, pero la norma no dice nada al respecto. Además, la norma no dice claramente *porque* los cálculos deben hacerse hasta un cierto tiempo denominado "fin del diagrama" (véase: punto "M" en la Ilustración 2.2).
- *Segunda variante del método de Gibson* - Para esta variante, la norma propone usar una antigua técnica de planimetría basada en el análisis de dos diagramas separados de "tiempo - presión" (véase: Anexo [A] de este informe). **Pero en este caso, no queda claro lo que representa la "línea base" que debe definirse antes de realizar el cálculo de integración en cada uno de los diagramas de "tiempo - presión".** ⁽²⁵⁾

⁽²⁴⁾ Esto puede lograrse, colocando un sensor de presión sumergible *barométrico* dentro del embalse o del pozo de oscilación.

⁽²⁵⁾ De hecho, ¿ a que tramo de tubería corresponden las pérdidas de presión por fricción y la eventual pérdida de presión dinámica, cuando se procesan independientemente los datos de cada sitio de medición ?

En la norma, se comenta también que pueden procesarse numéricamente los datos con un programa de computo; en este caso, solamente se dice que deben calcularse primero las diferencias de presión entre cada sitio de medición (ΔP) y realizar después un cálculo similar al que se requiere cuando se utiliza la primera variante del método de Gibson... Nos parece que esta forma de procesar los datos es más correcta, porque es más consistente con la teoría (véase: Ecuación 2.19 de este informe).

- *Tercera variante del método de Gibson* - Para esta variante, la norma *no* explica como debe calcularse el gasto. Sin embargo, se entiende que la mejor solución, es usar un programa de computo para calcular primero las diferencias de presión entre cada sitio de medición (ΔP) y realizar después un cálculo similar al que se requiere cuando se utiliza la primera variante del método de Gibson (véase: Ecuación 2.19 de este informe); en este caso, conviene aclarar lo siguiente:

- Cuando el sitio de medición aguas arriba es el embalse, el cálculo de la diferencia de presión se simplifica en:

$$\Delta P = \rho g (z_{embalse} - z_2) - p_2 \quad (2.21)$$

con: $z_{embalse}$: Tirante en el embalse (m), que es *constante* durante una prueba.

- Cuando el sitio de medición *aguas arriba* es un pozo de oscilación, la norma IEC 60041 (1991) *sugiere* que el cálculo de la diferencia de presión puede simplificarse en: ⁽²⁶⁾ Ahora bien, y tal como se verá a continuación (véase inciso [2.5]), *ésto solo* es válido para un pozo de oscilación "simple", es decir un tubo directamente conectado a la tubería principal de la Central Hidroeléctrica. ⁽²⁷⁾

$$\Delta P = \rho g (z_{pozo} - z_2) - p_2 \quad \text{Pozo de oscilación simple} \quad (2.22)$$

con: z_{pozo} : Tirante en el pozo de oscilación (m), que *varía* durante una prueba.

⁽²⁶⁾ Véase la Ilustración 30 en la página 161 de la norma IEC 60041 (1991).

⁽²⁷⁾ Se entiende que un pozo de oscilación "simple" funciona como si fuera un piezómetro. Otros tipos de pozos de oscilación son: "pozo con orificio", "pozo diferencial", "pozo cerrado", "pozo con galerías" y "pozo con válvula *check*" (véase: Chahudhry, 1987, páginas 337-377).

2.2.4. ¿ Como determinar la fuga (Q_F) en la tubería ?

Las fugas de agua en las Centrales Hidroeléctricas representan comúnmente un ≈ 1.5 % del gasto que normalmente circula en sus tuberías (Bortoni, 2008). En este caso, y considerando que se pretende determinar el gasto (Q_0) con una incertidumbre entre ± 1.5 y 2.3 % [$p = 0.95$] (véase: inciso [10.4.5] de la norma IEC 60041, 1991), la fuga (Q_F) no puede despreciarse cuando se aplica el método de Gibson.

En este caso, surge la duda de como debe determinarse *en forma independiente* el gasto de fuga (Q_F); al respecto, la norma no dice claramente como hacerlo. Sin embargo, Bortoni (2008) menciona algunas posibles soluciones:

- Después del cierre de la compuerta, se puede obviamente determinar la magnitud de la fuga si se tiene un medidor de gasto instalado aguas arriba de la válvula. Sin embargo, esta situación es poco común en la práctica.
- Algunos fabricantes de Centrales Hidroeléctricas han propuesto formulas para estimar el gasto de fuga en función de la carga hidráulica en la tubería, y de las características de las compuertas usadas (en particular, su edad).
- Después del cierre de la compuerta, se puede monitorear el cambio de nivel dentro de la tubería por medio de un sensor de presión. Dicho cambio será proporcional a la fuga; al respecto, Dalhaug *et al.* (2006) explican como hacerlo (véase: Cuadro 2.2).

En teoría, el hecho de considerar que el gasto de fuga (Q_F) es constante durante una prueba de Gibson solo es una aproximación: de hecho, la magnitud de una fuga depende *a priori* de la presión del agua, la cual cambia a lo largo de la prueba.⁽²⁸⁾ Por lo tanto, resulta obvio que el método de Gibson solo puede usarse en tuberías que *no* tienen demasiado fugas.

Al respecto, la norma IEC 60041 (1991) requiere que su magnitud sea menor a un 5 % del gasto que pretende determinarse (es decir, se requiere: $Q_F \leq 0.05 Q_0$). Bajo estas condiciones, la norma requiere que se estime la magnitud de la fuga con una incertidumbre razonable, comparado con la incertidumbre que se espera sobre la determinación del gasto (es decir, debe estimarse la fuga con una incertidumbre mejor que: $\pm 0.002 \times Q_0$).

⁽²⁸⁾ Sobre todo si se presentan sobre-presiones causadas por el fenómeno de golpe de ariete.

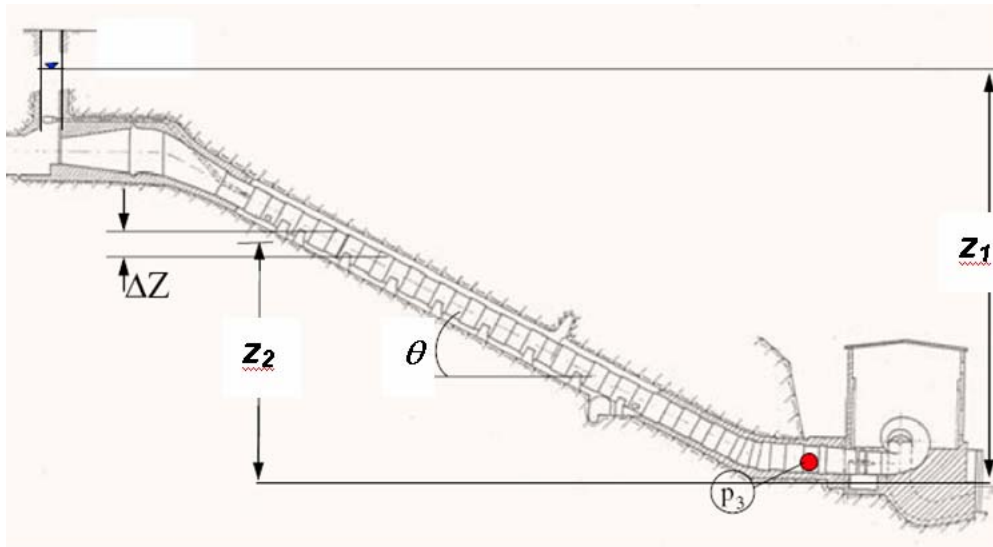
Cuadro 2.2. Técnica para estimar el gasto de fuga (Q_F) en la tubería de una Central Hidroeléctrica (Dalhaug *et al.*, 2006).

Para un tramo de tubería de sección constante y de pendiente regular, Dalhaug *et al.* (2006) proponen determinar el gasto de fuga (Q_F) cuando la compuerta aguas abajo del tramo está cerrada y por medio de los sensores de presión instalados en la tubería: básicamente, se monitorea el cambio de presión durante un cierto tiempo, y se asume que el tirante del agua en la tubería es proporcional a la presión medida; en este caso, el gasto de fuga es dado por: ⁽²⁹⁾ ⁽³⁰⁾

$$Q_F = \frac{A}{\sin(\theta)} \frac{\Delta z}{\Delta t} \sqrt{\frac{z_1}{z_2}}$$

donde:

- Q_F : Gasto de fuga ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
- $\Delta z/\Delta t$: Cambio de tirante (m s^{-1}), monitoreado con los sensores de presión
- z_1 : Carga hidrostática del embalse (m)
- z_2 : Carga hidrostática para la cual se determina la fuga (m)
- A : Área de la sección de la tubería (m^2)
- θ : Pendiente del tramo de tubería (rad)



⁽²⁹⁾ Se entiende que se utiliza la "formula de Torricelli" para estimar el gasto de fuga cuando la tubería está llena (Q_F) a partir del gasto de fuga medido cuando la tubería es parcialmente llena (cf. la fuga aumenta proporcionalmente a la raíz cuadrada del tirante).

⁽³⁰⁾ Bajo estas condiciones casi-estáticas, se puede al mismo tiempo verificar la calibración de sensores de presión absolutos (colocando un sensor de referencia, por ejemplo en el punto "P3" del esquema).

2.3. Dificultades teóricas con el método tradicional de Gibson

La teoría sobre la cual esta basado el método tradicional de Gibson es bastante sencilla. Sin embargo, se expone a continuación una serie de dudas sobre sus hipótesis fundamentales (véase: inciso [2.1.1] de este informe).

2.3.1. ¿ Que tan estables son las propiedades del agua y de la tubería ?

2.3.1.1. Justificación preliminar de las hipótesis

La teoría de Gibson asume que la tubería trabaja a presión (hipótesis H1), que dicha tubería es rígida (hipótesis H2) y que el agua que circula adentro es incomprensible (hipótesis H3). Estas tres hipótesis sobre las propiedades del agua y de la tubería son realistas desde un punto de vista numérico:

- *H1 - La tubería trabaja a presión* - Esta hipótesis es realista para las tuberías de las Centrales Hidroeléctricas, mientras trabajan normalmente. ⁽³¹⁾
- *H2 - La tubería es rígida (es decir: A es constante en cada sitio)* - Esta hipótesis también parece es realista desde un punto de vista numérico. De hecho, la tubería de las Centrales Hidroeléctricas esta hecho de materiales bastante rígidos en la práctica (acero y/o concreto). Al respecto, Urquiza *et al.* (2007) afirman -sin justificarlo- que el efecto de un cambio en la sección de la tubería es despreciable cuando: $\Delta A/A = 0.1 \%$. Esto puede justificarse por medio de la Ecuación 2.20 (teoría simplificada, para tubería recta y uniforme): con ella, se deduce que un cierto error relativo sobre el área (A) contribuirá en la misma proporción en el error relativo sobre la determinación del gasto (Q_0).
- *H3 - El agua se comporta como un fluido incomprensible (es decir: ρ es constante)* - Esta hipótesis también es realista desde un punto de vista numérico. Al respecto, Urquiza *et al.* (2007) afirman -sin justificarlo- que el efecto de un cambio en la sección de la tubería es despreciable cuando: $\Delta \rho/\rho < 0.05 \%$. Esto puede justificarse por medio de la Ecuación 2.20: con ella, se deduce que un cierto error relativo sobre la densidad (ρ) contribuirá en la misma proporción en el error relativo sobre la determinación del gasto (Q_0).

⁽³¹⁾ La tubería podría dejar de trabajar a presión, en caso de que se tenga *cavitación* del agua. Pero esto solo podría ocurrir si se presenta un golpe de ariete relativamente fuerte durante la apertura de una compuerta aguas abajo (por ejemplo, véase: Tzatchkov y Caldiño Villagómez, 2007), lo que no debería de ocurrir cuando se opera normalmente una Central Hidroeléctrica.

2.3.1.2. Conclusión sobre las hipótesis

En la práctica, se puede considerar que los valores de la densidad del agua (ρ) y del área de la sección de la tubería (A) son constantes, cuando se utiliza el método de Gibson; sin embargo, esto *solo* es una aproximación numérica.

De hecho, desde un punto de vista fenomenológico, debe considerarse que el agua y la tubería tienen una cierta elasticidad: por lo contrario, no se podrían explicar el fenómeno de *golpe de ariete* que comúnmente se observa cuando se realizan pruebas de Gibson; este aspecto se comentará a continuación (véase: inciso [2.3.5]).

2.3.2. ¿ Que tan realistas son las estimaciones de pérdidas de presión por fricción ?

2.3.2.1. Justificación preliminar de la hipótesis

Otra hipótesis fundamental del método de Gibson, es que las pérdidas de presión por fricción entre el agua y la tubería son proporcionales al valor cuadrado del gasto en cualquier momento (hipótesis H4). Dicha hipótesis permite estimar las pérdidas de presión por fricción (véase: Ecuación 2.11) por medio de un algoritmo de cálculo iterativo. ⁽³²⁾ Se entiende que esta hipótesis está inspirada de la "ecuación de Darcy - Weisbach", que se usa tradicionalmente para estimar las pérdidas de presión por fricción en tuberías, bajo una condición de flujo permanente (por ejemplo, véase: Chaudhry, 1987):

$$\Delta p_f = \rho \varphi \frac{L}{D} \frac{v^2}{2}$$

es decir:

$$\Delta p_f = \varphi \frac{8 \rho L}{\pi^2 D^5} Q^2 \quad (2.23)$$

donde: φ : Factor de fricción (-)

⁽³²⁾ También se asume que la energía interna del agua es constante, y por lo tanto, que no hay pérdida de energía por calor. Ahora bien, al comprimirse (cuando se decelera), el agua debería *a priori* calentarse; sin embargo, es difícil evaluar la magnitud de esta pérdida de energía.

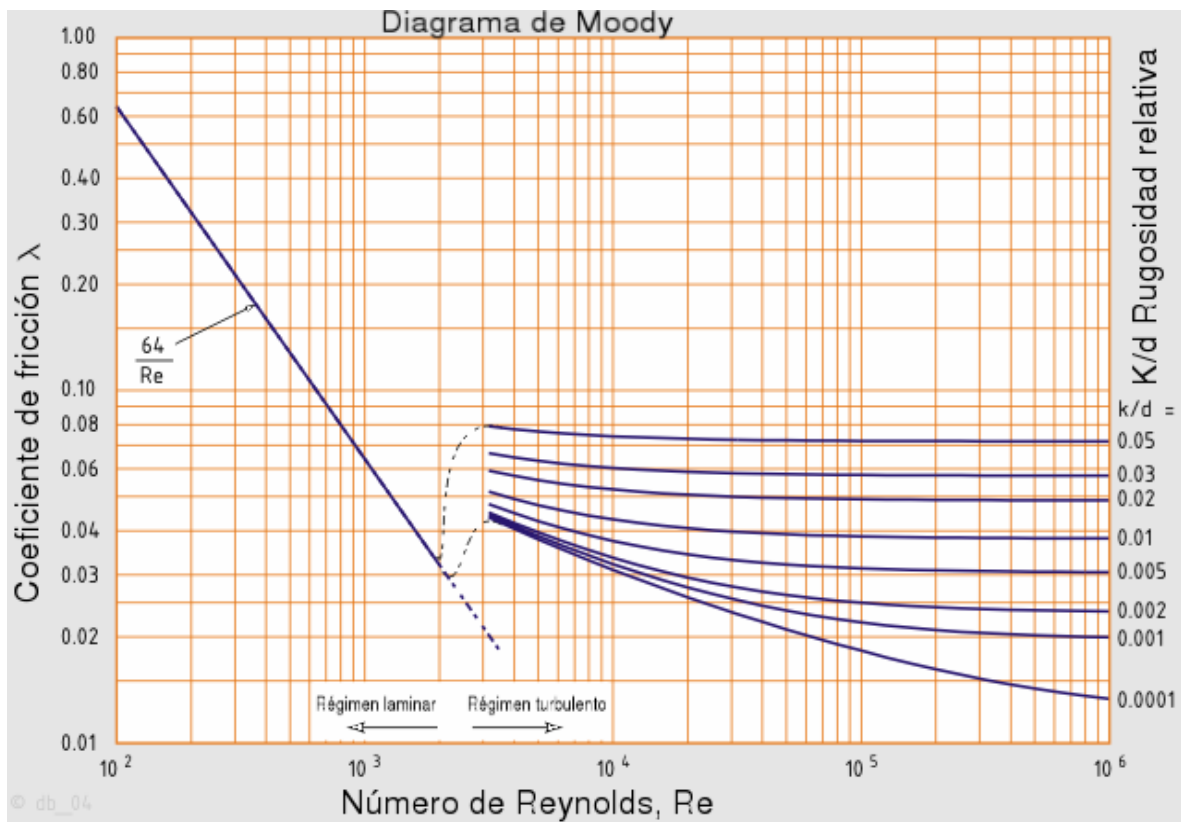
En este caso, la "ecuación de Darcy - Weisbach" (Ecuación 2.23) resulta ser más explícita que la ecuación de pérdidas de presión por fricción que se utiliza en la teoría de Gibson (Ecuación 2.9). Además, cuando se utiliza la "ecuación de Darcy -Weisbach", se considera tradicionalmente que el factor de fricción (ϕ) es una función de la rugosidad de la pared de la tubería y del número de Reynolds; al respecto, se utiliza comúnmente el "diagrama de Moody" (Ilustración 2.4) o unas ecuaciones como la "ecuación de Colebrook - White" (para flujo turbulento) y la "ecuación de Poiseuille" (para flujo laminar).⁽³³⁾

Con el método tradicional de Gibson (IEC 60041, 1991; Urquiza *et al.*, 2007; Jonsson *et al.*, 2007), se asume implícitamente que la "ecuación de Darcy -Weisbach" puede aplicarse a una condición de flujo transitorio: en este caso, las pérdidas de presión por fricción son proporcionales al valor cuadrado del gasto (y su signo es el mismo que el signo del gasto).

Ahora bien, con el método tradicional de Gibson, se asume también que el coeficiente de pérdidas de presión por fricción (K_f) es una *constante*; sin embargo, la mayoría de los autores especializados en el tema consideran que el valor de este coeficiente depende del número de Reynolds.

Por lo anterior, surgen dos dudas: ¿ que tan válida es la "ecuación de Darcy - Weisbach" para un flujo transitorio ? y ¿ se puede asumir que el coeficiente de pérdidas de presión por fricción (K_f) es constante ?

⁽³³⁾ Véase también: los trabajos que generalizan las ecuaciones de "Colebrook - White" y de "Poiseuille" (por ejemplo, Hansen Rodríguez *et al.*, 2000, Ecuaciones 23-24).



**Ilustración 2.4. Diagrama de Moody
para estimar el factor de fricción (ϕ) de la Ecuación 2.23**

(fuente: *Wikipedia*)

2.3.2.2. Discusión más detallada de la hipótesis

En la actualidad, parece que los autores (por ejemplo, véase: Chaudhry, 1987; Bergant *et al.*, 2008a) *no* ponen en duda la validez de la "ecuación de Darcy - Weisbach" para estimar las pérdidas de presión por fricción en tuberías a presión; sin embargo, cuando se pretende simular fenómenos transitorios, puede ser necesario utilizar modelos más complejos para el factor de fricción (φ). Bergant *et al.* (2001) clasifica los modelos del factor de fricción en seis categorías:

- Unos modelos consideran que el factor de fricción (φ) solo varía con la velocidad media del agua (v_m). En cualquier momento, se estima el factor de fricción como si se tuviera una condición de flujo permanente, por lo cual los modelos se denominan "casi - estacionarios".
- Otros modelos más sofisticados consideran que el factor de fricción (φ) no solo varía con la velocidad del agua (v_m), sino también con otros factores dinámicos, como son: la "aceleración local" del agua ($\partial v_m / \partial t$) o su "aceleración convectiva" ($\partial v_m / \partial x$). Dichos modelos han sido propuestos para simular fenómenos transitorios muy rápidos, como son los que corresponden a golpes de ariete "directos" (véase Anexo [D]).

Modelos "casi-estacionarios" para las pérdidas de presión por fricción

En el marco de los modelos "casi - estacionarios", puede mencionarse lo siguiente: a medida que el agua se decelera durante una prueba de Gibson, el número de Reynolds (Re) disminuye; en este caso, el factor de fricción (φ) tiende a aumentar (véase: Ilustración 2.4); este aumento puede ser relativamente importante cuando se presenta una de las dos siguientes condiciones:

- *Reducción de velocidad bajo una condición de flujo turbulento ($Re \geq 4000$):* en este caso, la "ecuación de Colebrook - White" predice que el aumento en el valor de φ será relativamente más importante si la tubería es "lisa". Ahora bien, el diagrama de Moody (Ilustración 2.4) indica que en la práctica, el valor de φ no aumentará más que 5 veces, a medida que la velocidad del agua se reduce y mientras el flujo permanece turbulento. ⁽³⁴⁾

⁽³⁴⁾ En la práctica, se puede tener valores de Re de hasta 2×10^8 en tuberías de Centrales Hidroeléctricas. De hecho, considerando: $v_m \leq 20 \text{ m s}^{-1}$ y $D \leq 10 \text{ m}$, se deduce: $Re = (\rho / \mu) v_m D \leq 2 \times 10^8$.

- *Reducción de velocidad bajo una condición de flujo laminar ($Re \leq 2000$):* cuando la velocidad del agua en una tubería se reduce tanto, que se alcanza un régimen de flujo laminar, el valor del factor de fricción empieza a aumentar *mucho más rápidamente*; de hecho, la "ecuación de Poiseuille" predice que φ aumenta como el inverso del valor de Re (por lo tanto, se tiene: $\varphi \rightarrow +\infty$ cuando $v_m \rightarrow 0$).

Al respecto, la simulación realizada por Saika & Sarma (2006) ilustra el problema; estos autores simularon un "golpe de ariete" en un tubo ($D \approx 0.6$ m), asumiendo que en cualquier momento el factor de fricción (φ) se estima de una manera clásica (es decir: con la "ecuación de Colebrook - White" cuando el flujo es turbulento, y con la "ecuación de Poiseuille" cuando el flujo laminar). Como se puede apreciar en la Ilustración 2.5c, se simularon grandes cambios en el valor de φ durante el transitorio de presión. Sin embargo, debe observarse que los mayores cambios ocurren cuando el flujo tiende a ser nulo (para la simulación, debería tenerse una condición de flujo laminar cuando: $Q \leq 3 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \approx 0.1$ "cfs").

Por lo anterior, se concluye que las pérdidas de presión por fricción tendrán a ser *sub-estimadas* cuando se utiliza el método tradicional de Gibson (IEC 60041, 1991; Jonsson *et al.*, 2007; Urquiza *et al.*, 2007). Como consecuencia, se tendrá a *sobre-estimar el gasto*.

Ahora bien, el problema es el siguiente: ¿que tan importante será esta sobre-estimación del gasto en la práctica? Al respecto, debe mencionarse que en las tuberías de las Centrales Hidroeléctricas, se tiene casi siempre un flujo turbulento; ⁽³⁵⁾ por lo tanto, el valor del factor de fricción (φ) no debería de variar mucho cuando cambia el gasto (según el diagrama de Moody, el valor de φ no debería de variar más que 5 veces)... Entonces, quizás la necesidad de estimar cuidadosamente el valor de φ no es un problema más importante cuando se realizan pruebas de Gibson dentro de una Central Hidroeléctrica.

Al contrario, y tal como lo señala Bergant *et al.* (2001), el problema de estimar adecuadamente el factor de fricción (φ) se vuelve más importante cuando se trabaja con tuberías de diámetro pequeño (sobre todo si son "lisas" y si el agua fluye lentamente). ⁽³⁶⁾

⁽³⁵⁾ De hecho, considerando: $D \geq 1$ m, se necesitaría tener: $v_m \leq 4 \text{ mm s}^{-1}$, para que el flujo deje de ser turbulento ($Re < 4000$). Para velocidades del agua tan pequeña, es probable que una estimación del gasto "errónea" tendrá poco efecto sobre la estimación del gasto inicial (Q_0) considerado en las pruebas de Gibson.

⁽³⁶⁾ Quizás esta tendencia a sub-estimar las pérdidas de presión por fricción es el motivo por el cual se comenta (¡ misteriosamente !) lo siguiente en el inciso [10.4.5] de la norma IEC 60041 (1991): "*There are some reasons to believe that applying the pressure - time method in conduits less than 1 m diameter leads to overestimating discharge*".

Modelos más sofisticados para las pérdidas de presión por fricción

En los últimos diez años (Bergant *et al.*, 2001; Bergant *et al.*, 2008b; Kwon, 2007; Kwon & Lee, 2008), se ha mostrado la necesidad de usar modelos para el factor de fricción (φ) más sofisticados que la modelación "casi-estacionaria" (es decir, la modelación que asume que φ solo varía con la velocidad del agua) para simular transitorios rápidos como son los golpes de ariete (en particular, cuando ocurre cavitación o cuando la tubería es bastante elástica). Por ejemplo, en la Ilustración 2.6 se muestra una comparación entre tres modelos distintos y los datos de presión observados durante un golpe de ariete realizado en el laboratorio (Bergant *et al.*, 2001); como se puede apreciar, el modelo "casi-estacionario" ("quasi-steady") *sub-estima* las pérdidas por fricción en la tubería, mientras que los dos otros modelos ("Zielke" y "Brunone") reproducen mejor los resultados experimentales.⁽³⁷⁾

Unos trabajos recientes (Bergant *et al.*, 2001; Bergant *et al.*, 2008b; Kwon, 2007; Kwon & Lee, 2008) sugieren que se *sub-estiman* las pérdidas de presión por fricción, cuando se asume que el factor de fricción (φ) solo depende de la velocidad media del agua (es decir: cuando se utiliza la modelación "casi-estacionaria"). Es otro argumento para considerar que el método tradicional de Gibson tiende a *sub-estimar* las pérdidas por fricción, y entonces, a *sobre-estimar* el gasto. Ahora bien, queda la duda de *cuanto* es la magnitud de esta sobre-estimación.⁽³⁸⁾

Resultados de laboratorio sobre el método de Gibson

Estudios de laboratorio recientes (Lovgren *et al.*, 2006; Jonsson *et al.*, 2008) indican que el método de Gibson tiende a *sobre-estimar* el gasto, sobre todo cuando el producto " $L v_0$ " es pequeño⁽³⁹⁾ (Ilustración 2.7); además, *intentos de* simulación numérica de las pruebas realizadas sugieren que esto se debe probablemente a una subestimación de las pérdidas de presión por fricción en las simulaciones.

⁽³⁷⁾ Según Bergant *et al.* (2001), el "modelo de Zielke" ha sido desarrollado para flujo laminar, mientras que el "modelo de Brunone" es de uso más general.

⁽³⁸⁾ Bergant *et al.* (2001) han investigado el flujo en una tubería de diámetro muy pequeño (≈ 20 mm), sujeta a bajos números de Reynolds ($Re < 10^4$) y golpes de ariete "directos". Obviamente, dichas condiciones experimentales son muy distintas a lo que se presenta normalmente en las tuberías de las Centrales Hidroeléctricas.

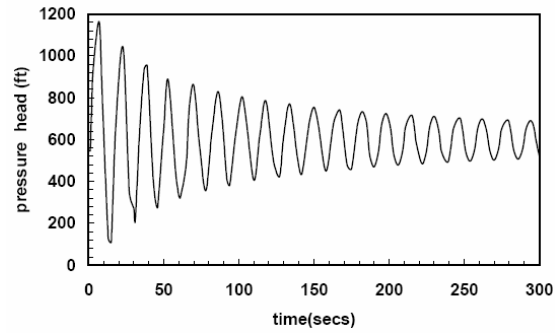
⁽³⁹⁾ Al respecto, debe comentarse que los autores han probado el método de Gibson para tramos de tubería "cortos" y velocidades del agua "pequeñas", en comparación con lo que se recomienda en la norma IEC 60041 (1991); de hecho, uno de los requisitos de esta norma para poder aplicar el método de Gibson, es que el producto " $L v_0$ " sea mayor a $50 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$.

Estudios de laboratorio recientes (Lovgren *et al.*, 2006; Jonsson *et al.*, 2008; Ramdal *et al.*, 2009) indican que el método de Gibson tiende a *sobre-estimar* el gasto, sobre todo cuando el producto " $L v_0$ " es pequeño. Sin embargo, debe observarse que el error sistemático es pequeño ($< 1\%$) cuando se tiene la condición: $L v_0 > 50 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, que es uno de los requisitos de la norma IEC 60041 (1991) para poder aplicar el método de Gibson.

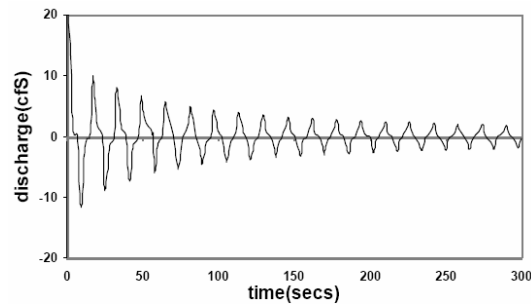
2.3.2.3. Conclusión sobre la hipótesis

Todos los modelos sobre las pérdidas de presión por fricción sugieren que el método tradicional de Gibson tiende a sub-estimar estas pérdidas, y por lo tanto a *sobre-estimar* el gasto. De hecho, esta conclusión es consistente con unas evaluaciones del método realizadas en el laboratorio.

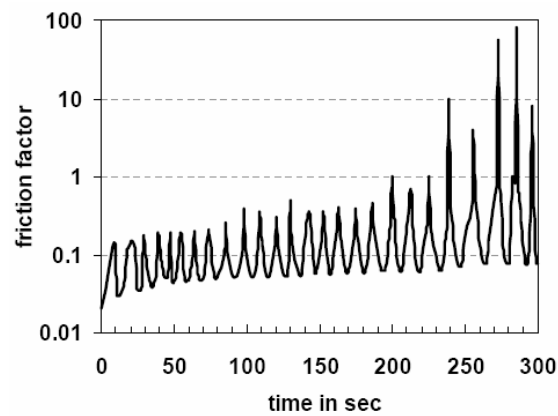
Ahora bien, es probable que esta sobre-estimación del gasto por parte del método de Gibson sea pequeña, cuando se aplica a las grandes tuberías de las Centrales Hidroeléctricas. Para saberlo, se podría investigar en que proporción se reduce la estimación del gasto (Q_0) cuando se utiliza el método tradicional de Gibson, pero asumiendo que las pérdidas de presión por fricción (Δp_f) son 5 veces mayores. De una manera más estricta, se podrían también realizar simulaciones numéricas para estimar la magnitud del error sistemático causado por la hipótesis de que el coeficiente de fricción (K_f) es constante.



(a)



(b)



(c)

Ilustración 2.5. Simulación numérica "casi-estacionaria" de un golpe de ariete (Saika & Sarma, 2006)

La simulación muestra que el factor de fricción (ϕ) aumenta bastante a medida que el gasto se reduce. Ahora bien, ¿ el valor de ϕ no debería de ser infinito en los momentos exactos donde el flujo simulado cambia de sentido ?

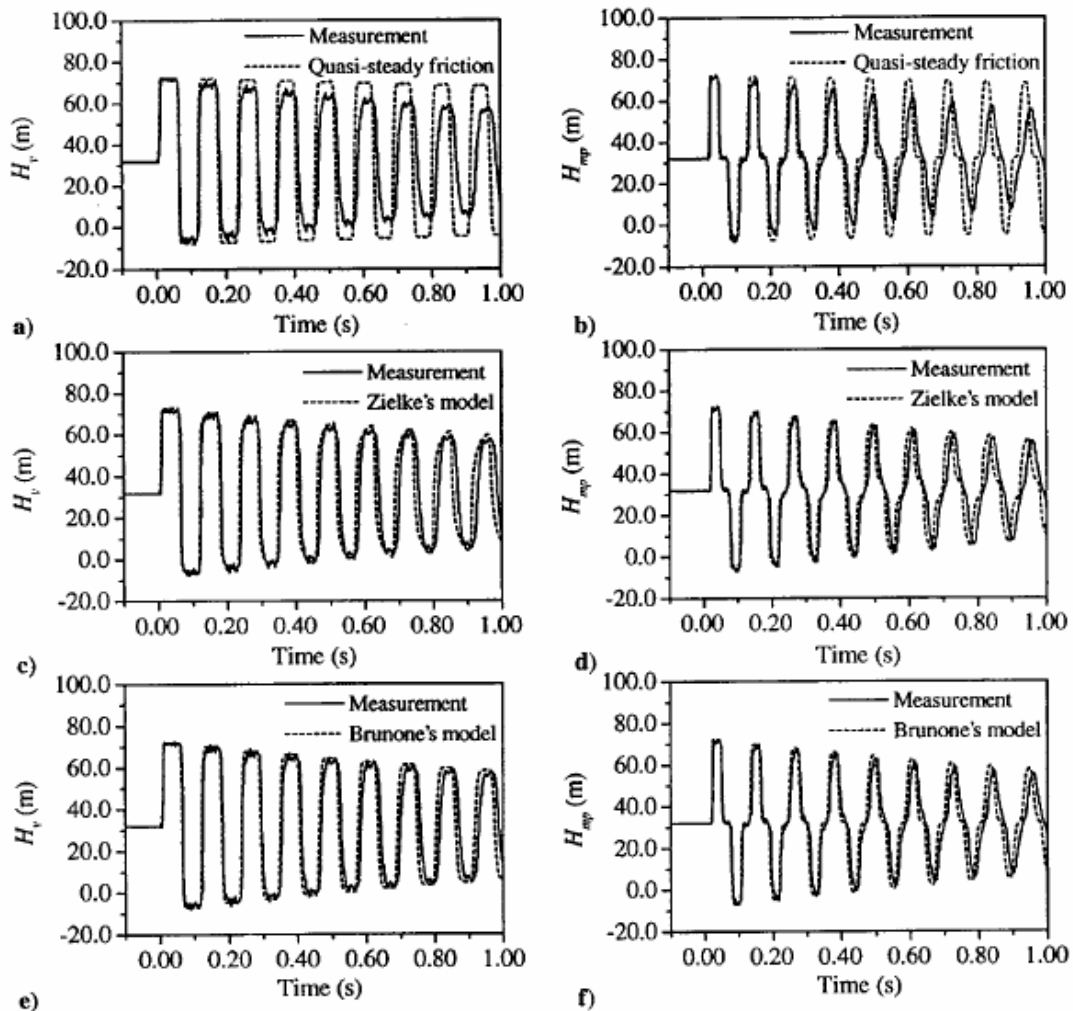
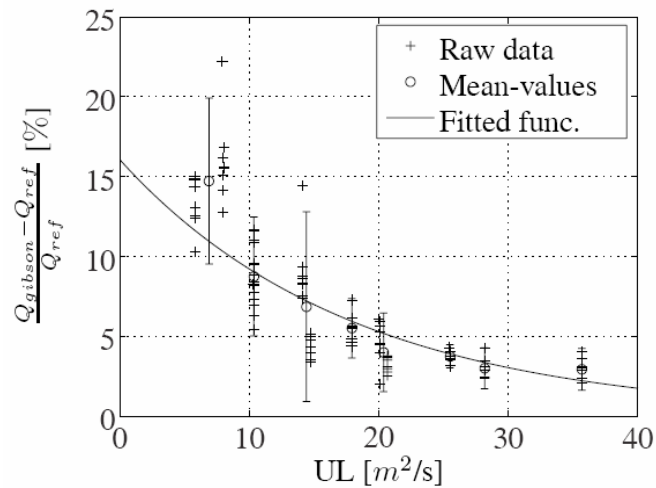


Ilustración 2.6. Evaluación de tres modelos del factor de fricción para simular numéricamente un golpe de ariete (Bergant *et al.*, 2001)

En la columna de izquierda, se consideran los cambios de presión en una sección de tubería; en la columna de derecha, se consideran los cambios en otra sección de la misma tubería.

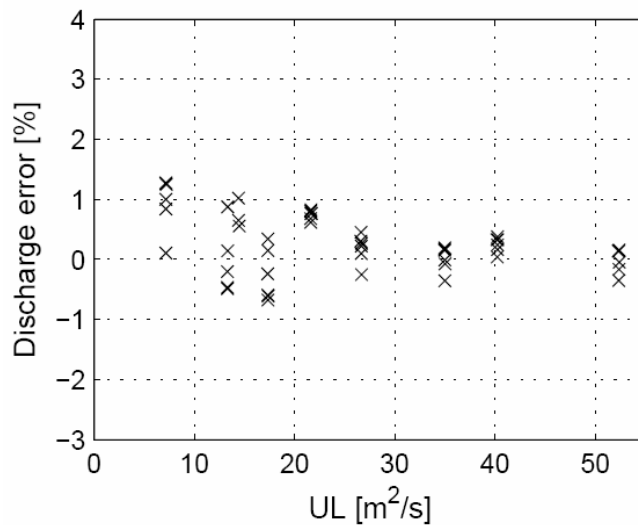
El modelo "casi-estacionario" (a-b) asume que el coeficiente de fricción (φ) solo depende de la velocidad media del agua en cualquier momento.

En comparación, los modelos de "Zielke" (c-d) y de "Brunone" (e-f) para el coeficiente de fricción (φ) son más complejos, y resultan ser más exactos.



Lovgren et al.
(2006)

a



Jonsson et al.
(2008)

b

Ilustración 2.7. Evaluación del método de Gibson en el laboratorio.⁽⁴⁰⁾

Se observa experimentalmente que el método de Gibson tiende en *sobreestimar* el gasto, sobre todo cuando el gasto es pequeño (es decir: cuando " $L v_0$ " es pequeño).

Nota: La norma IEC 60041(1991) recomienda tener: $L v_0 \geq 50 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$.

⁽⁴⁰⁾ Datos obtenidos con el banco de prueba de la *Lulea University of Technology* (Sweden)

2.3.3. ¿ Se puede asumir que el flujo del agua es unidimensional ?

Otra hipótesis fundamental del método de Gibson, es que no hay asimetría en el flujo del agua dentro de la tubería, es decir: las líneas de corriente son siempre paralelas entre ellas y con una simetría axial (hipótesis H5). Con esta hipótesis, se puede describir el flujo del agua como si fuera unidimensional.

2.3.3.1. Justificación de la hipótesis para el caso "ideal": tramo de tubería recto y uniforme

En el marco de la norma IEC 60041 (1991), la hipótesis de que no haya asimetría en el flujo del agua se justifica, porque se requiere de un tramo de tubería recto y con una sección uniforme. Sin embargo, muchas Centrales Hidroeléctricas no cuentan con tramos de tubería que cumplen con estas características ideales (véase: inciso [2.4.1] de este informe); de hecho, la misma norma lo reconoce, cuando comenta que el cálculo del factor de forma (F) puede ser a veces "complicado".⁽⁴¹⁾

2.3.3.2. Discusión de otros casos: tramos de tubería que no son rectos y/o uniformes

Para poder aplicar el método de Gibson a tramos de tubería que no son perfectamente rectos y de sección uniforme, algunos autores (Urquiza *et al.*, 2007; Adamkowski *et al.*, 2008) reconocen que la energía cinética del agua puede cambiar a lo largo de la tubería (ΔE_c), e introducen el concepto de pérdida de presión dinámica (Δp_d) en la ecuación que permite calcular el gasto inicial (ecuación 2.19). En este caso, los autores estiman la pérdida de presión dinámica (Δp_d) como una función del valor cuadrado del gasto (Q) que circula en cualquier momento dentro de la tubería, y de los coeficientes de Coriolis (α_1 y α_2) que se tienen en los extremos del tramo de tubería considerado (véase: Ecuación 2.15 de este informe). Al respecto, surgen dos dudas:

- *A priori*, se requiere de un algoritmo iterativo para estimar la pérdida de presión dinámica (Δp_d), porque depende del valor del gasto en cualquier momento (Q) -al igual que la pérdida de presión por fricción (Δp_f)- y que este valor no está conocido *a priori*. Al respecto, Urquiza *et al.* (2007) no proporcionan detalles del algoritmo que utilizan.

⁽⁴¹⁾ En el inciso [10.4.4.1] de la norma IEC 60041 (1991), se recomienda "no utilizar la tercera variante del método de Gibson, cuando la longitud de los tramos para los cuales es «difícil» calcular el factor F representa más de un 2 % de la longitud del tramo de tubería considerado".

- Urquiza *et al.* (2007) mencionan que el valor del coeficiente de Coriolis (α) esta normalmente comprendido entre 1.04 y 1.40. Sin embargo, *no* dicen claramente que valor utilizan, cuando determinan el gasto con base al método de Gibson (Q_0). *A priori*, el valor del coeficiente de Coriolis debe variar a medida que se reduce el gasto.⁽⁴²⁾

Para un tramo de tubería que no es recto (se considera el caso particular de un tubo con dos codos), Adamkowski *et al.* (2008) propone aplicar el método de Gibson de la siguiente manera: se corrige el valor del factor geométrico del tubo (F) mediante un cálculo basado en una simulación tipo CFD de los perfiles de velocidad dentro de la tubería (como se puede apreciar en la Ilustración 2.8, se tienen asimetrías, debido a la curvatura de la tubería considerada). Sin embargo, se tienen las siguientes dudas al respecto:

- La simulación numérica solo se hace para la condición inicial (régimen permanente), y se *asume* que la forma general de los perfiles de velocidad simulados sigue siendo valida a medida que el agua se decelera dentro de la tubería. Adamkowski *et al.* (2008) *afirma* que esta suposición es correcta, cuando se cierra "lentamente" la compuerta que controla el gasto dentro de la tubería. Sin embargo, ¿ las asimetrías en los perfiles de velocidad no deberían de cambiar, a medida que el gasto se reduce ?
- Adamkowski *et al.* (2008) proponen corregir el factor de forma (F) que se utiliza para calcular el gasto (Ecuación 2.19), pero en el marco de la teoría de Gibson, ¿ no sería más correcto estimar los coeficientes de Coriolis (α_1 y α_2) que sirven para estimar la pérdida de presión dinámica ?

⁽⁴²⁾ Por ejemplo, se puede considerar el siguiente caso: al final de una prueba de Gibson, el flujo será tan pequeño, que podrá llegar a ser de tipo laminar; en este caso y mientras el patrón de flujo dentro de la tubería es simétrico, debería tenerse: $\alpha = 2$ (véase: Cuadro 2.3).

Ramdal *et al.* (2009) explican como se podría generalizar la fórmula tradicional de Gibson (Ecuación 2.19) al caso de un flujo que presenta asimetrías dentro de la tubería (véase: Ecuación 6 del artículo). Ahora bien, estos mismos autores realizaron una serie de pruebas y obtuvieron resultados difíciles de interpretar:

- Por un lado, encontraron durante pruebas de laboratorio que el gasto estimado con el método tradicional de Gibson era menor de $\approx 1.5\%$ cuando se aplicaba a una tubería curva (con doble codo), en lugar de una tubería recta. Sin embargo, explican que este resultado es *el opuesto* de lo que esperaban, en caso de tener un error sistemático causado por el hecho que el flujo está afectado por la curvatura de una tubería (hipótesis H5). Concluyen que esta contradicción entre lo que se esperaba y lo que se obtuvo podría deberse a otros efectos más importantes, como son: la sub-estimación de las pérdidas de presión por fricción con el método de Gibson (véase: inciso [2.3.2]).⁽⁴³⁾
- Por otro lado, intentaron simular mediante CFD el flujo transitorio dentro de una tubería recta y dentro de una tubería con curvatura (doble codo). Otra vez, al contrario de lo que esperaban, *no* encontraron diferencias notorias entre estos dos casos teóricos. Ahora bien, las simulaciones CFD de Ramdal *et al.* (2009) se hicieron en 2-D y asumiendo que el tubo era perfectamente *liso*; los autores recomiendan al final de su publicación tratar de simular de una manera más realista las pruebas de Gibson mediante CFD...

⁽⁴³⁾ La tubería del banco de prueba usado era de acero inoxidable y con un diámetro: $D = 0.3$ m, y se consideraron gastos: $Q_0 = 0.1 - 0.4$ m³ s⁻¹. Por lo tanto, se tuvieron números de Reynolds: $Re \approx 10^6$ (al inicio de las pruebas). Ahora bien, considerando que la rugosidad del tubo era: $e \approx 0.003$ mm (tubo "liso"), se deduce: $e / D \approx 10^{-5}$. Bajo estas condiciones, el coeficiente de fricción (ϕ) predicho por el "diagrama de Moody" puede aumentar ≈ 5 veces, mientras el flujo se reduce, y hasta que deje de ser turbulento.

2.3.3.3. Conclusión sobre la hipótesis

Cuando se considera una tubería con curvatura y/o cambios de sección, es difícil estimar los errores sistemáticos que pudieran tenerse con el método tradicional de Gibson. En teoría, la *simulación de flujos transitorios en 3-D* (mediante CFD) podría ayudar a resolver este problema: de hecho, se podría investigar como varía el coeficiente de Coriolis (α) en distintas secciones de una tubería; y al mismo tiempo, se podría evaluar la uniformidad de la presión del agua (p) en estas secciones. ⁽⁴⁴⁾

Desafortunadamente, no es tan sencillo simular transitorios en 3-D. Hasta la fecha, los pocos autores que han intentado evaluar el método de Gibson mediante CFD solo han considerado unas simplificaciones: régimen permanente (Adamkowski *et al.*, 2008), o simulación 2-D y para un tubo sin fricción (Ramdal *et al.*, 2009).

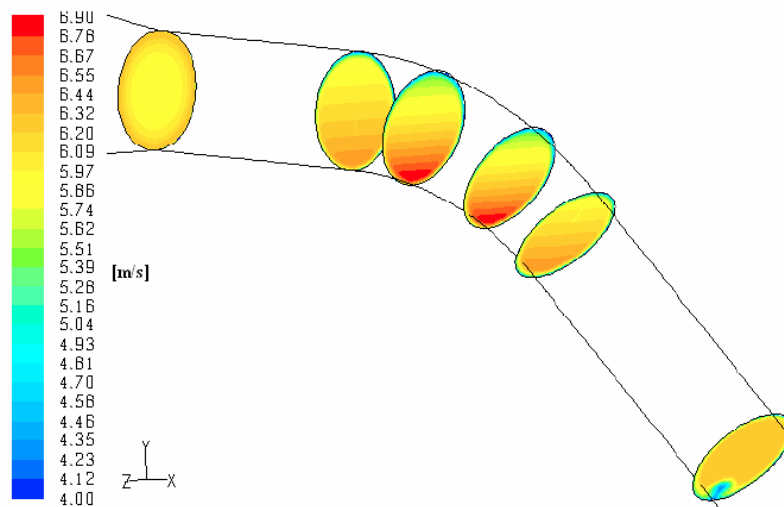


Ilustración 2.8. Simulación numérica tipo CFD (*Fluent*) de los campos de velocidad dentro de una tubería a presión que no es recta (Adamkowski *et al.*, 2008)

Nota: Solo se simula una condición de flujo permanente.

⁽⁴⁴⁾ De hecho, con el método tradicional de Gibson, se considera *implicitamente* que la presión del agua (p) es uniforme en cada sección de tubería. Sin embargo, en la práctica solo se puede medir la presión del agua en las paredes de la tubería, y por lo tanto, es importante preguntarse lo siguiente: ¿cuando el flujo del agua en una sección de tubería no es simétrico, que tan diferente es la presión media de las presiones que se miden en las paredes ?

Cuadro 2.3. Coeficiente de Coriolis (α) para un flujo laminar dentro de un tubo.

Para un flujo laminar y *con simetría radial* dentro de una tubería de sección circular, se tiene:

$$v(r) = v_{\max} \frac{r^2}{R^2}$$

donde: r : Distancia desde el centro (m)
 R : Radio del tubo (m)
 v : velocidad local del agua (m s^{-1}), a una distancia r
 v_{\max} : Velocidad máxima (m s^{-1}), para $r = R$

En este caso, la velocidad media (v_m) es igual a:

$$v_m = \frac{\int_A v \, dA}{A}$$

$$v_m = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R \left(v_{\max} \frac{r^2}{R^2} \right) (2\pi r) \, dr$$

$$v_m = \frac{2 v_{\max}}{R^4} \int_0^R r^3 \, dr \quad \Rightarrow \quad v_m = \frac{v_{\max}}{2}$$

En este caso también, el coeficiente de Coriolis (α) es igual a:

$$\alpha = \frac{\int_A v^3 \, dA}{v_m^3 A}$$

$$\alpha = \frac{8}{v_{\max}^3 \pi R^2} \int_0^R \left(v_{\max} \frac{r^2}{R^2} \right)^3 (2\pi r) \, dr$$

$$\alpha = \frac{16}{R^8} \int_0^R r^7 \, dr \quad \Rightarrow \quad \alpha = 2$$

2.3.4. ¿ Se puede considerar que el flujo se reduce de una manera uniforme ?

Otra hipótesis del método de Gibson, es que toda la masa de agua dentro del tramo de tubería considerado se decelera de la misma manera, es decir: en cualquier momento, el gasto es el mismo a lo largo del tubo (hipótesis H6). Dicha hipótesis permite simplificar varios problemas: gracias a ella, se obtiene una expresión sencilla para estimar la energía suministrada al agua (Ecuación 2.12); asimismo, se obtienen expresiones sencillas para las pérdidas de presión por fricción (Ecuación 2.11) y la pérdida de presión dinámica (Ecuación 2.16) a lo largo de la tubería.

2.3.4.1. Discusión de la hipótesis

Fundamentalmente, el método de Gibson considera un fenómeno *transitorio*; en este caso, y por definición, el gasto *no* puede ser teóricamente el mismo a lo largo de la tubería considerada. Esto puede ser una causa de error sistemático, sobre todo cuando se pretende aplicar el método tradicional de Gibson a tramos de tubería largos (en particular, véase las segunda y tercera variantes del método de Gibson).

2.3.4.2. Conclusión sobre la hipótesis

Cuando se considera un tramo de tubería "muy largo", se tendrá probablemente un error sistemático con el método tradicional de Gibson al asumir que el flujo se reduce de una manera uniforme. Al respecto, convendría realizar unas simulaciones numéricas, para poder estimar la magnitud de este error sistemático.

2.3.5. ¿ Se puede despreciar el fenómeno de golpe de ariete ?

Con el método tradicional de Gibson (por ejemplo: IEC 60041, 1991; Urquiza *et al.*, 2007), se considera que los transitorios de presión que se observan dentro de una tubería *solo* se deben a una deceleración progresiva de la masa de agua que estaba fluyendo (hipótesis H6). También se asume que tanto el agua (hipótesis H3) como la tubería (hipótesis H2) son incomprensibles.⁽⁴⁵⁾ Finalmente, se asume que el agua siempre fluye hacia abajo (hipótesis H7).

Sorprendentemente, todas las hipótesis anteriores son incompatibles con el fenómeno denominado "golpe de ariete", que puede ser también responsable de transitorios de presión dentro de una tubería. Casi no se comenta nada al respecto en la literatura sobre el método tradicional de Gibson: solo Adamkowski *et al.* (2008) recomiendan que la duración de cierre de la compuerta sea "*varias veces*" mayor al tiempo que tardarían las ondas de presión causadas por un golpe de ariete en viajar a lo largo de la tubería; en este caso ideal, se entiende que efectivamente, la magnitud y duración de los transitorios de presión causados por golpe de ariete podrán *a priori* considerarse como pequeñas.⁽⁴⁶⁾

2.3.5.1. Problemática: evidencia de golpe de ariete durante pruebas de Gibson

Ahora bien, los resultados experimentales publicados por varios autores que han usado el método de Gibson en Centrales Hidroeléctricas muestran claramente que una cierta parte de los transitorios de presión observados se debe a un efecto de golpe de ariete; de hecho, se ve a menudo que la presión del agua dentro de la tubería no solo aumenta abruptamente y después se reduce de una manera progresiva, sino que presenta también oscilaciones cuya amplitud se amortigua poco a poco (véase Ilustraciones 2.2 y 2.9).⁽⁴⁷⁾

⁽⁴⁵⁾ Este enfoque, que no toma en cuenta el fenómeno de golpe de ariete, se denomina "teoría de la columna de agua rígida" (por ejemplo, véase: Wood *et al.*, 2005, páginas 1-5 y 1-9).

⁽⁴⁶⁾ Considerando que la celeridad de las ondas de presión (a) es mayor a $\approx 300 \text{ m s}^{-1}$ (véase Anexo [D]) y que la longitud de la tubería es menor a $\approx 300 \text{ m}$, las ondas de presión tardarían menos de 2 s para ir y volver a lo largo de la tubería; en este caso, el tiempo de cierre de la compuerta debería de ser de varios segundos (lo que parece realista).

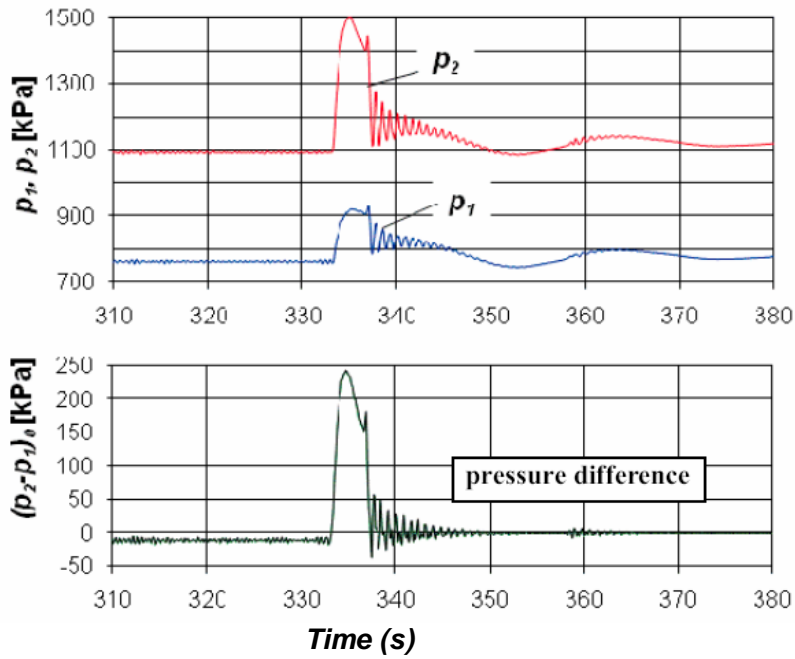
⁽⁴⁷⁾ Fundamentalmente, un golpe de ariete es provocado por un cambio relativamente abrupto de la velocidad del agua dentro de una tubería, se debe a que el agua es *un poco* elástica, y se caracteriza por oscilaciones en la presión del agua que se amortiguan con el tiempo (véase Anexo [D]). En la práctica, un golpe de ariete causado por un cambio en la velocidad del agua muy brusco (tipo golpe de ariete "directo") puede llegar a dañar tuberías: por este motivo, nunca se operan las compuertas de las Centrales Hidroeléctricas demasiado rápido (en este caso, ocurren golpes de ariete "lentos").

2.3.5.2. Intento para justificar la "no importancia" del fenómeno de golpe de ariete

Por lo anterior, surge la siguiente duda: cuando resulta que una parte de los transitorios de presión observados se debe a un golpe de ariete, ¿ todavía se puede usar el método tradicional de Gibson, el cual implícitamente descarta este fenómeno ? Aunque no se ha encontrado una explicación clara al respecto en la literatura consultada, se entiende que los transitorios de presión debido a un golpe de ariete *no* se consideran como tan problemáticos cuando se analizan los resultados de una prueba de Gibson por los siguientes motivos:

- En la práctica, la magnitud de los transitorios de presión causados por golpe de ariete es pequeña en comparación con la magnitud del transitorio de presión causado por la deceleración del flujo durante las pruebas de Gibson.
- Además, un golpe de ariete tiende a producir un desplazamiento del agua que cambia rápidamente de sentido (por ejemplo, véase: Ilustración 2.5b); pero como este desplazamiento es nulo *en promedio*, los cambios de presión piezométrica (ΔP) *solamente* causados por golpe de ariete deberían de cancelarse con el tiempo...
- De igual manera, las pérdidas de presión por fricción (Δp_f) *solamente* causadas por golpe de ariete deberían también tender en cancelarse *aproximadamente* con el tiempo; de hecho, dicha pérdidas cambian de signo con el sentido del flujo.
- Todavía no queda claro lo que pasa con la pérdida de presión dinámica (Δp_d) *solamente* causada por golpe de ariete. Asumiendo que es pequeña en la práctica (es decir: la tubería es casi recta y cilíndrica), se entiende que la integración de los transitorios de presión causados *solamente* por golpe de ariete se cancela en la ecuación que sirve para calcular el gasto inicial (Q_0) con la teoría clásica de Gibson (véase: Ecuación 2.19).

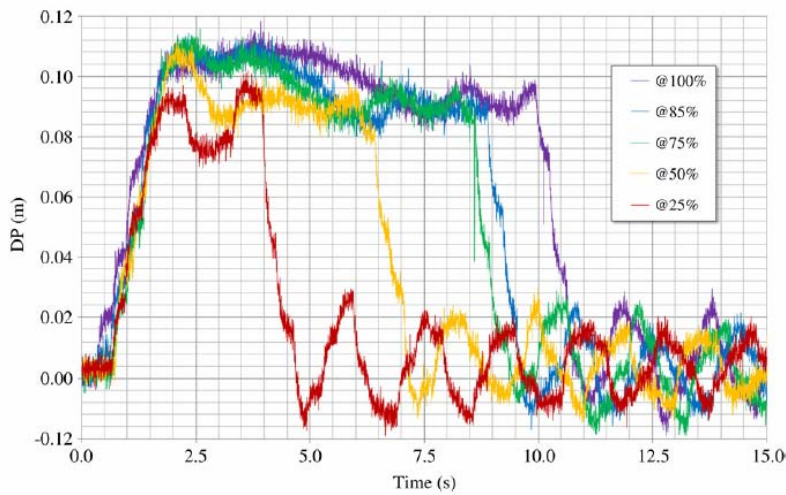
El método de Gibson esta basado en un análisis de transitorios de presión dentro de una tubería. Sorprendentemente *-j y sobre todo para un método considerado como "primario" en la literatura internacional !* (IEC 60041, 1991)- dicho método simplifica el análisis de estos transitorios, al despreciar el efecto conocido como "golpe de ariete". Aunque no esta dicho claramente en la literatura consultada, se entiende que la parte de los transitorios de presión debido al fenómeno de golpe de ariete influye poco en el calculo del gasto cuando se utiliza el método de Gibson, *siempre y cuando la magnitud del golpe de ariete es relativamente pequeña (cierre lento de compuerta) y el tiempo de integración considerado para calcular el gasto (Ecuación 2.19) es suficientemente grande (es decir: hasta que no se tengan oscilaciones de presión).*



Adamkowski *et al.* (2008)

Una sola prueba

a



Bortoni (2008)

5 pruebas distintas

C.H. con pozo de oscilación

b

Ilustración 2.9. Ejemplos de transitorios de presión registrados en Centrales Hidroeléctricas, cuando se aplica el método de Gibson

2.3.5.3. *Discusión más detallada acerca de las perturbaciones causadas por golpe de ariete*

Modelación de las pérdidas de presión por fricción causadas por golpe de ariete

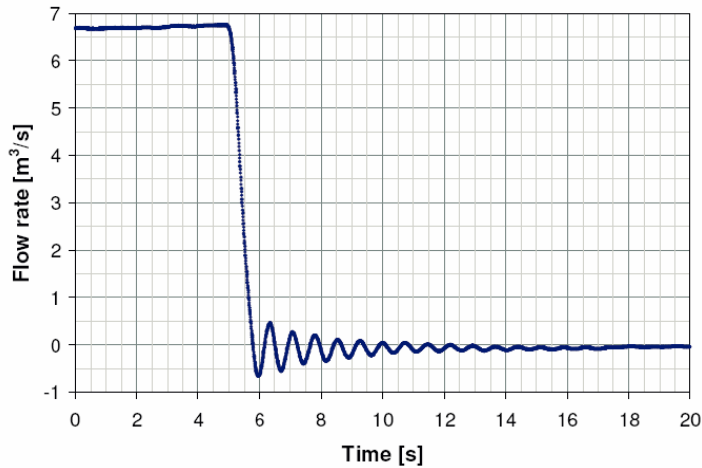
Como parte de la teoría que se presenta en este documento, se asume que el flujo dentro de la tubería no cambia de dirección a medida que el agua se decelera (hipótesis H7). De hecho, se entiende que esta hipótesis sirve a varios autores (IEC 60041, 1991; Dahlaug *et al.*, 2006; Lovgren *et al.*, 2006) para poder estimar de una manera sencilla las pérdidas de presión por fricción (Δp_f), es decir, por medio de una función que varía de una manera monótona con el tiempo (véase: Anexo [A]).

Sin embargo, cuando ocurre un golpe de ariete, se sabe que el agua se mueve un poco en un sentido y después en el otro (véase, por ejemplo: Ilustración 2.5b). En este caso, el signo de las pérdidas de presión por fricción (véase: Ecuación 2.11) debería teóricamente de cambiar con el tiempo. Al respecto, algunos otros autores (Urquiza *et al.*, 2007; Adamkowski *et al.*, 2008) sugieren que esta consideración puede tomarse en cuenta cuando se aplica el método de Gibson (es decir: la hipótesis H7 no es necesaria); sin embargo, no explican como determinan experimentalmente las pérdidas de presión por fricción en este caso.

En resumen, parece que *no* existe un consenso entre los autores que utilizan el método de Gibson, sobre la importancia de tomar en cuenta -o no- el sentido del flujo dentro de la tubería cuando se presentan oscilaciones de presión causadas por golpe de ariete (es decir, ¿ que tan importante es la hipótesis H7 en la práctica ?). Este problema probablemente explica las diferencias que se observan entre las dos gráficas de la Ilustración 2.10: por un lado, Dahlaug *et al.* (2006) asumen que las pérdidas de presión por fricción *no* cambian de signo, y sus cálculos sugieren que se pueden tener oscilaciones en el gasto relativamente importantes al final de una prueba de Gibson (véase: Ilustración 2.10a); por otro lado, [se entiende que Urquiza *et al.* \(2007\) consideran que las pérdidas de presión por fricción cambian automáticamente de signo al mismo tiempo que las diferencias de presión \(\$\Delta P\$ \), y sus cálculos sugieren que el gasto se reduce de una manera monótona durante una prueba de Gibson \(véase: Ilustración 2.10b\).](#)⁽⁴⁸⁾

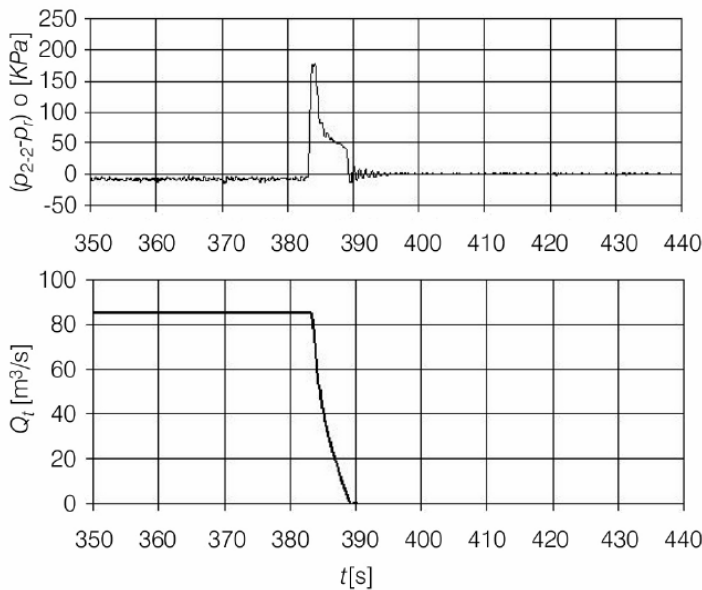
En la literatura consultada sobre el método de Gibson, parece que *no* existe un consenso sobre la importancia de tomar o no en cuenta el sentido del flujo dentro de la tubería cuando se presentan oscilaciones de presión causadas por golpe de ariete (es decir, ¿ que tan importante es la hipótesis H7 en la práctica ?). [Se puede argumentar que en la práctica, este problema se presenta al final de una prueba de Gibson, cuando el gasto ya es pequeño. Sin embargo, nos parece que valdría la pena verificar esta suposición.](#)

⁽⁴⁸⁾ [De todos modos, debe recordarse que la forma de estimar las pérdidas de presión por fricción es una aproximación, cuando se utiliza el método tradicional de Gibson \(véase: inciso \[2.3.2\]\).](#)



Dalhaug et al. (2006)

a



Urquiza et al. (2007)

b

Ilustración 2.10. Diferentes formas de calcular la reducción de gasto al final de una prueba de Gibson (con evidencias de golpe de ariete)

(a) Se entiende que los autores asumen que Δp_f es siempre del mismo signo.

(b) Se entiende que los autores toman en cuenta los posibles cambios de signo de Δp_f .

Análisis de los transitorios de presión causados por golpe de ariete

Con respecto a la importancia -o no- de procesar cuidadosamente las oscilaciones de presión que comúnmente se observan al final de una prueba de Gibson, es interesante también mencionar los resultados de Jonsson *et al.* (2008): estos autores compararon en un banco de pruebas las primera (sensor de presión diferencial) y segunda (sensores de presión absolutos) variantes del método de Gibson. Por cuestiones metrológicas (tiempo de respuesta de los sensores y sus conectores), se tuvieron transitorios de presión bastantes distintos en la parte final de las pruebas, es decir, cuando la presión solo varía como consecuencia del golpe de ariete (véase Ilustración 2.11). Sorprendentemente, los autores obtuvieron estimaciones del gasto (Q_0) *bastante similares* (diferencia < 1 %), a pesar de estas diferencias en los transitorios de presión registrados.

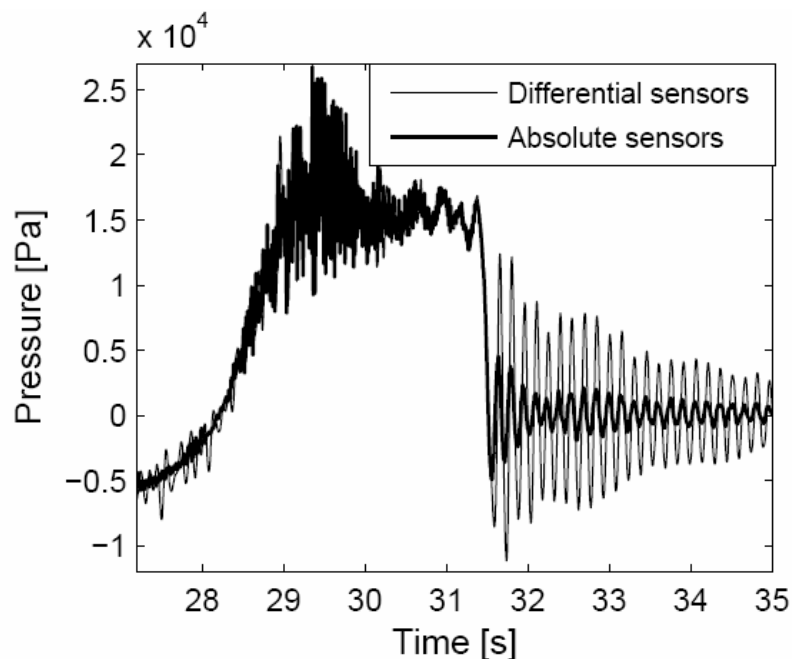


Ilustración 2.11. Transitorios de presión observados experimentalmente durante una misma prueba, con la primera ("sensor de presión diferencial") y segunda ("sensores de presión absolutos") variantes del método de Gibson (Jonsson *et al.*, 2008).

A pesar de las diferencias, se obtuvieron valores similares para el gasto inicial !

2.3.5.4. Conclusión sobre las perturbaciones causadas por golpe de ariete

La literatura sobre el método tradicional de Gibson *sugiere* que las perturbaciones causadas por golpes de ariete suficientemente "lentos" no son una causa de error sistemático importante cuando se calcula el gasto inicial (Q_0). Sin embargo, todavía no se tiene una explicación clara al respecto. Además, parece que no existe un consenso entre los autores que utilizan el método de Gibson, sobre la necesidad -o no- de analizar de una manera detallada las oscilaciones de presión que comúnmente se observan al final de una prueba de Gibson.

Por lo anterior, convendría simular numericamente transitorios de presión que representarían "pruebas de Gibson" con golpes de ariete más o menos "fuertes" (véase: Anexo [D]), y utilizar estos datos para evaluar la bondad del método de cálculo propuesto por Gibson para determinar el gasto (Q_0); al respecto, se podrían comparar distintas formas de modelar las pérdidas de presión por fricción (con o sin cambio de signo), y distintos criterios para determinar el tiempo "final" de integración (t_F).⁽⁴⁹⁾

También convendría verificar en el laboratorio lo siguiente: si se produce un "golpe de ariete estático" (al golpear el extremo de una tubería cerrada y llena con agua), la fórmula propuesta por Gibson (Ecuación 2.19) debería de proporcionar un "gasto inicial" (Q_0) nulo.

⁽⁴⁹⁾ Lo que en la norma IEC 60041 (1991) se denomina: "fin del diagrama" (véase: Anexo [A]).

2.4. Dificultades prácticas para implementar el método de Gibson

Además de las dificultades teóricas que se presentaron en el inciso anterior, también se tienen dificultades prácticas cuando se pretende implementar el método de Gibson en una Central Hidroeléctrica; al respecto, las principales dificultades son: selección de un tramo de tubería, instrumentación del tramo, y selección de los sensores de presión por usarse.

2.4.1. Selección de un tramo de tubería compatible con el método

Según la norma IEC 60041 (1991), se requiere de un tramo de tubería recto y uniforme para poder implementar el método de Gibson; en la práctica, la longitud del tramo debe ser de *por lo menos 5 veces* el diámetro de la tubería.⁽⁵⁰⁾ Desafortunadamente, no todas las Centrales Hidroeléctricas cuentan con tramos de tubería rectos tan largos.⁽⁵¹⁾ Además, cuando se encuentra un tramo recto tan largo, en la actualidad es probable que sea preferible instrumentarlo con un medidor ultrasónico de tiempo de travesía (por ejemplo, véase: Anexo [J] de la norma IEC 60041, 1991); de hecho, esta tecnología nos parece ser más robusta tanto desde el punto de vista teórico como práctico, y además, permite monitorear el gasto.

Ahora bien, varios autores sugieren que la norma IEC 60041 (1991) es demasiado exigente en cuanto a las características del tramo de tubería requerido para poder implementar el método de Gibson: algunos consideran que la tubería *no* necesita ser perfectamente recta (Urquiza et al., 2007; Adamkowski et al., 2008),⁽⁵²⁾ mientras que otros sugieren que *no* se necesitan tramos rectos muy largos (Lovgren et al., 2006; Jonsson et al., 2008). Bajo estas condiciones, el método de Gibson podría volverse muy atractivo; sin embargo, debe obviamente tenerse un especial cuidado en cuanto a su precisión, cuando se pretende usarlo fuera de los requisitos establecidos por la norma.

⁽⁵⁰⁾ Se requiere que la longitud del tramo sea mayor a 10 m para poder implementar la primera variante del método, y mayor a 50 m para poder implementar la segunda variante... A esta longitud, debe agregarse una longitud de 2 veces el diámetro de la tubería aguas arriba y otra longitud de 2 veces el diámetro de la tubería aguas abajo.

⁽⁵¹⁾ En este caso, la norma IEC 60041 (1991) es de poca utilidad; de hecho, en esta norma (inciso [10.2.4.1]) se considera que un tramo recto de tubería es «corto» cuando su longitud es menor a 25 veces su diámetro, y que no existe un método estandarizado para medir el gasto en tales tramos «cortos»!

⁽⁵²⁾ Inclusive, la misma norma IEC 60041 (1991) sugiere que se puede implementar la tercera variante del método de Gibson en tramos de tubería que tengan cambios de sección.

2.4.2. Instrumentación de un tramo de tubería embebido

A menudo, la mayor parte de la tubería de las Centrales Hidroeléctricas esta *embebida en concreto* (por ejemplo, véase: Urquiza *et al.*, 2007). Esto dificulta bastante la implementación del método de Gibson en la práctica: de hecho, ya no se puede perforar la tubería directamente a altura de los sitios donde se pretende monitorear la presión; solo puede perforarse la tubería en algunas partes (por ejemplo, donde hay válvulas). Sorprendentemente, no se comenta nada al respecto en la norma IEC 60041 (1991).

Por lo anterior, debe encontrarse una forma no estandarizada para poder instalar sensores de presión en tuberías embebidas de concreto. Al respecto, son pocos los autores que han propuesto soluciones para resolver este problema práctico (Jansson & Cervantes, 2007; Urquiza *et al.*, 2007; Adamkovski *et al.*, 2008).

2.4.3. Selección de los sensores de presión por usarse

En la norma IEC 60041 (1991) se presentan varios requisitos para elegir sensores de presión compatibles con el método de Gibson (véase Anexo [B]). Sin embargo, estos requisitos son a veces incoherentes o incompletos.

2.4.3.1. Selección de un sensor diferencial para la primera variante del método

Para poder aplicar la primera variante del método de Gibson, se requiere de un sensor de presión diferencial. Si el tramo de tubería donde se pretende implementar el método estuviera expuesto, sería bastante sencillo instalar este tipo de sensor, con un juego de tubos y de válvulas para poder purgar adecuadamente el sistema de medición y calibrarlo en sitio. Sin embargo, los problemas de instalación se vuelven mucho más complicados cuando la tubería esta embebida en concreto, como es generalmente el caso en las Centrales Hidroeléctricas; además, surge el problema de *como* purgar y calibrar en sitio un sensor de presión diferencial. Desafortunadamente, la norma IEC 60041 (1991) no dice nada al respecto.⁽⁵³⁾

⁽⁵³⁾ Urquiza *et al.* (2007) pretenden haber usado dos sensores de presión absolutos y un sensor de presión diferencial para poder implementar las tres variantes del método de Gibson en un tramo de tubería embebido en concreto; sin embargo, no dicen como lograron purgar y calibrar *en sitio* su sensor de presión diferencial. Además, solo presentan las estimaciones de gasto obtenidas cuando se aplica la tercera variante del método de Gibson (es decir, cuando se utiliza un solo sensor de presión absoluto): *no se dice si las dos otras variantes del método de Gibson dieron resultados congruentes con esta tercera variante !*

Otro problema que se presenta cuando se pretende aplicar la primera variante del método de Gibson, es definir la Escala de Medición (EM) del sensor de presión diferencial. Por un lado, la norma IEC 60041 (1991) no comenta nada al respecto. ⁽⁵⁴⁾ Por otro lado, la literatura indica que la magnitud de las diferencias de presión registrada durante una prueba de Gibson puede variar bastante: desde unos decímetros hasta varios metros de columna de agua (véase Cuadro 2.4); por lo tanto, debe elegirse adecuadamente la EM del sensor de presión diferencial: si es demasiado pequeña, el sensor podría dañarse; pero si es demasiado grande, no se tendrá una buena resolución. ⁽⁵⁵⁾ En este contexto, la "formula de Jouguet" (propuesta para transitorios de presión relativamente lentos, véase: Anexo [D]) parece ser útil para estimar fácilmente la EM de un sensor de presión diferencial:

$$\Delta H^{\max} \approx \lambda \frac{L v_0}{g T} \quad \text{Según "Formula de Jouguet"} \quad (2.24)$$

donde: ΔH^{\max} : EM del sensor de presión diferencial (mca)
 v_0 : Máxima velocidad del agua (m s^{-1}), durante las pruebas de Gibson
 T : Tiempo mínimo de cierre de la compuerta (s), durante las pruebas
 L : Longitud del tramo de tubería considerado (m)
 g : Aceleración de la gravedad ($\approx 9.81 \text{ m.s}^{-2}$)
 λ : Coeficiente de seguridad empírico (se recomienda: $\lambda = 2$) ⁽⁵⁶⁾

Aparentemente, no es tan difícil implementar la primera variante del método de Gibson. Sin embargo, cuando el tramo de tubería considerado es embebido en concreto (como es el caso de muchas Centrales Hidroeléctricas), surgen varias dificultades prácticas: instalación del sensor de presión diferencial, purga y calibración del sensor en sitio.

⁽⁵⁴⁾ La norma IEC 60041 (1991) solo requiere que se utilicen sensores de presión con una linealidad mejor que 0.2 % EM ("BFSL", es decir después de una calibración por medio de una regresión lineal)... Sin embargo, este requisito es *irrelevante* si no se sabe definir la Escala de Medición (EM) de los sensores !

⁽⁵⁵⁾ Por lo general, los fabricantes ofrecen modelos de sensores de presión, cuya "precisión" se expresa en forma *relativa*, es decir como una cierta proporción de la EM. Una vez elegido un modelo de sensor con una cierta precisión *relativa*, debe elegirse su EM: al respecto, los fabricantes ofrecen generalmente varias opciones.

⁽⁵⁶⁾ Bortoni (2008) propone usar la "formula de Jouguet" para definir la EM de un sensor de presión diferencial. Sin embargo, esta formula esta basada en una discretización lineal, y por lo tanto, solo predice la diferencia de presión *promedio* que puede tenerse entre los dos extremos del sensor de presión. Por este motivo, se *propone utilizar* un "factor de seguridad"; el valor propuesto ($\lambda = 2$) esta basado en la observación empírica de que la "formula de Michaud" resulta ser bastante consistente con los datos experimentales reportados en la literatura (Cuadro 2.4); sin embargo, todavía no se entiende como se estableció la "formula de Michaud": ¿ es *teóricamente* correcto extenderla a un pequeño tramo de tubería ?...

Cuadro 2.4. Magnitud de las diferencias de presión reportadas por autores que han usado la primera variante del método de Gibson.

Autor(es)	Tipo de estudio	Máxima <i>diferencia de presión</i> registrada (mca)	Escala de Medición del sensor <i>diferencial</i> usado (mca)
Lovgren <i>et al.</i> (2006)	Laboratorio	11 - 40 (<i>sic</i>)	10
Jonsson <i>et al.</i> (2008)	Laboratorio	2.5	5
Mucciaccia & Rosnati (1996)	C.H.	0.5 - 2.5	100 (<i>sic</i>)
Chaix (1996)	C.H. (ej.)	≈ 2	-
Mesplou & Tricca (2000)	C.H.	-	5
Pandey <i>et al.</i> (2006)	C.H.	0.7	-
Bortoni (2008)	C.H. (ej. # 1)	0.1	-
Bortoni (2008)	C.H. (ej. # 2)	1.5	-
Steller <i>et al.</i> (2008)	C.H.	0.7	-
Urquiza <i>et al.</i> (2007)	C.H.	-	12

C.H. : Central Hidroeléctrica
mca : metros de columna de agua

La norma IEC 60041 (1991) requiere que el producto entre la longitud del tramo (L) y la máxima velocidad del agua (v_0) sea mayor o igual a $50 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ para poder aplicar el método de Gibson. Por cuestiones prácticas, es deseable tener: $L v_0 \approx 50 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, cuando se utiliza la primera variante del método de Gibson (de hecho, es más complicado instalar y manejar un sensor de presión diferencial cuyas extremidades son largas). Considerando que el tiempo de cierre de las compuertas (T) varía entre 10 y 100 s, se deduce a partir de la "formula de Jouguet" (Ecuación 2.24) que la máxima diferencia de presión (ΔH^{max}) registrada durante una prueba de Gibson (primera versión) será **típicamente entre 0.1 y 1 mca**.

2.4.3.2. Selección de sensores absolutos para la segunda variante del método

Para poder aplicar la segunda variante del método de Gibson, se requieren dos sensores de presión absolutos.⁽⁵⁷⁾ Estos sensores son atractivos, porque se pueden instalar, purgar y calibrar en sitio más fácilmente que un sensor de presión diferencial, sobre todo cuando la tubería es embebida en concreto (véase inciso [6]). Pero en este caso, la norma IEC 60041 (1991) requiere que se instalen los sensores a una distancia de por lo menos 50 m, y sobre un tramo de tubería recto; esta condición es bastante difícil de cumplir en la práctica.⁽⁵⁸⁾

Otro problema que se presenta cuando se pretende aplicar la segunda variante del método de Gibson, es definir la Escala de Medición (EM) de los sensores de presión absolutos. Por un lado, la norma IEC 60041 (1991) no comenta nada al respecto. Por otro lado, los pocos autores que se refieren a la implementación de las segunda y tercera versiones del método de Gibson en condiciones reales consideran sensores de presión absolutos con un rango (EM) desde ≈ 50 mca hasta 150 mca (Cuadro 2.5). En este contexto, la "formula de Michaud" (propuesta para golpes de arietes "lentos", véase: Anexo [D]) parece ser útil para estimar fácilmente la EM de un sensor de presión absoluto:⁽⁵⁹⁾

$$H^{\max} \approx 2 \frac{L^T v_0}{g T} + \Delta z + \frac{P_{atm}}{\rho g} \quad \text{Según "Formula de Michaud"} \quad (2.25)$$

⁽⁵⁷⁾ Como alternativa, podrían usarse dos sensores manométricos: en la práctica, son un poco más precisos; pero para el método de Gibson, tienen las siguientes desventajas: con estos sensores no se toman en cuenta los eventuales cambios de presión atmosférica con la altitud (véase: inciso [2.2.2]) y son más difíciles de instalar en una tubería embebida (porque debe cuidarse que el "tubito" del sensor que lo pone en contacto con la atmósfera no se tape).

⁽⁵⁸⁾ Se entiende que se propone instalar los sensores de presión suficientemente lejos por dos motivos: (1) para minimizar los problemas de tiempo de respuesta de estos sensores (pero en este caso, pudiera tomarse en cuenta el tiempo de respuesta de los sensores en el análisis de los datos; véase, por ejemplo: Paniagua & Dénos, 2002); (2) para poder observar diferencias de presión entre los sensores suficientemente grandes (de hecho, en la práctica se tienen que elegir sensores de presión absolutos con una EM bastante grande, y por lo tanto, estos sensores no pueden detectar cambios de presión pequeños).

⁽⁵⁹⁾ A cambio, la famosa "formula de Joukowsky" predice la máxima presión que se alcanzará en una tubería, después de un golpe de ariete "directo" (véase: Anexo [D]); en este caso, dicha formula sobre-estimaría de mucho la máxima presión que se alcanza en las tuberías de las Centrales Hidroeléctricas, cuando se realizan maniobras *controladas* de las compuertas.

donde: H^{max} : EM de un sensor de presión absoluto (mca)
 v_0 : Máxima velocidad del agua ($m\ s^{-1}$), durante las pruebas de Gibson
 T : Tiempo mínimo de cierre de la compuerta (s), durante las pruebas
 L^T : Longitud *total* de la tubería de la Central Hidroeléctrica (m)
 g : Aceleración de la gravedad ($\approx 9.81\ m.s^{-2}$)
 Δz : Diferencia de altura entre el sensor y el tirante en el embalse (m)
 P_{atm} : Presión atmosférica ($\approx 10\ mca$)

Ahora bien, ¿ que pasaría si se trabaja con sensores que tengan una incertidumbre relativa de $\pm 0.1\ %$ EM ? ⁽⁶⁰⁾ Para EM $\approx 100\ mca$, estos sensores tendrían una incertidumbre absoluta de $\pm 0.1\ mca$; esto es poco preciso para detectar las diferencias de presión que comúnmente se reportan cuando se trabaja con la primera variante del método de Gibson (véase Cuadro 2.4), y por lo tanto, *no* se podrán instalar sensores de presión absolutos demasiado cerca. Para definir una distancia entre los sensores (L) aceptable, es decir: tal que se podrán detectar diferencias significativas de presión, se puede usar la "formula de Jouguet" (véase: Ecuación 2.24, con $\lambda = 1$).

Por cuestiones prácticas, las segunda y tercera variantes del método de Gibson son más atractivas cuando se pretende instrumentar un tramo de tubería embebido en concreto: de hecho, es más fácil instalar sensores de presión absolutos, sin tener tantas complicaciones después para purgarlos y calibrarlos en sitio (véase: inciso [6]).

Ahora bien, cuando se trabaja con sensores de presión absolutos, debe tenerse un especial cuidado en elegir adecuadamente la Escala de Medición (EM, véase: Ecuación 2.25) de los sensores y una distancia (L) suficientemente grande entre ellos, para poder detectar los cambios de presión que pretenden observarse durante las pruebas de Gibson (véase: Ecuación 2.24).

⁽⁶⁰⁾ Algo *muy preciso* en la práctica (de hecho, la norma IEC 60041 (1991) solo recomienda que la linealidad de los sensores sea mejor que 0.2 %)...

Cuadro 2.5. Magnitud de las presiones reportadas por autores que han usado las *segunda* y *tercera* variantes del método de Gibson.

Autor(es)	Tipo de estudio	Máxima <i>presión</i> registrada (mca)	Escala de Medición del sensor <i>absoluto</i> usado (mca)
Jansson & Cervantes (2007)	Teórico	-	70
Jonsson <i>et al.</i> (2008)	Laboratorio	-	50
Dahlaug <i>et al.</i> (2006)	Tubería C.H.	-	-
Urquiza <i>et al.</i> (2007)	Tubería C.H.	≥ 20	150
Adamkowski <i>et al.</i> (2008)	Tubería C.H.	150	150

C.H. : Central Hidroeléctrica
mca : metros de columna de agua

El desnivel entre el embalse de una presa y la turbina (z^{max}) puede alcanzar ≈ 100 m (por ejemplo, véase: Urquiza *et al.*, 2007), y la presión atmosférica (P_{atm}) es ≈ 10 mca. Por lo tanto (véase: Ecuación 2.25), la EM de los sensores de presión absolutos tendrá que ser de **varias decenas de metros de columna de agua**.

2.4.3.3. Problema del tiempo de respuesta de los sensores

Para poder monitorear los transitorios de presión que corresponden a una prueba de Gibson, se requiere de una "cadena de medición" ⁽⁶¹⁾ con un tiempo de respuesta suficientemente corto. Al respecto, la norma IEC 60041 (1991) requiere que se utilicen sensores de presión con un "tiempo de respuesta" (τ) inferior a 10 ms. Sin embargo, este requerimiento es confuso, porque la norma *no* dice lo que debe entenderse por "tiempo de respuesta" ! ⁽⁶²⁾

Además, la norma no dice que el "tiempo de respuesta" del sistema de medición requerido para el método de Gibson (sobre todo, cuando se considera la primera variante del método) *a priori* no dependerá solamente de las características propias de los sensores de presión, sino también de las características de sus conectores (es deseable que tengan poca elasticidad). ⁽⁶³⁾ También influye la purga de todo el sistema de medición (si se tienen burbujas de aire atrapadas, el tiempo de respuesta será mayor).

Por lo anterior, cuando se pretende implementar el método de Gibson en una Central Hidroeléctrica, parece importante considerar una cadena de medición que sea *fácil de purgar* y con un tiempo de respuesta que pueda *fácilmente determinarse previamente* (mediante pruebas de laboratorio). Después, dicho tiempo de respuesta (τ) puede usarse para corregir los datos crudos de presión obtenidos durante una prueba de Gibson. ⁽⁶⁴⁾

⁽⁶¹⁾ Es decir: sensores y conectores, junto con el sistema de adquisición de datos (*datalogger*).

⁽⁶²⁾ Normalmente, se define el tiempo de respuesta de un sensor de presión como el tiempo que tarda para llegar a una cierta proporción (por ejemplo, el 99%) de un cierto valor (por ejemplo, su Escala de Medición) cuando se aplica experimentalmente al sensor un "escalón" (es decir, un cambio casi-instantáneo de presión. Pero en este caso, debe indicarse cual es la "proporción" y el "valor" del escalón considerado !

⁽⁶³⁾ Véase: Mesplou & Tricca (2000), Jonsson *et al.* (2007).

⁽⁶⁴⁾ Por ejemplo, véase: Paniagua & Dénos (2002), Adamkowski & Janicki (2008).

2.5. Conclusión sobre la teoría y propuestas

2.5.1. Críticas a la norma IEC 60041 (1991)

La norma IEC 60041 (1991) es el documento actualmente usado como referencia para poder implementar el método de Gibson. Sin embargo, dicha norma solo contiene una breve descripción del método (8 páginas); al revisarla, se encuentran ciertas omisiones e inconsistencias, tanto desde el punto de vista teórico como práctico:

2.5.1.1. Problemas teóricos

- *Problema debido al fenómeno de "golpe de ariete"* - Fundamentalmente, el método de Gibson consiste en estimar el gasto a partir de un análisis de transitorios de presión... Sin embargo, no se toma en cuenta el hecho de que una parte de estos transitorios de presión puede ser debido al fenómeno de "golpe de ariete" (a pesar de que se observan comúnmente "rasgos" de golpe de ariete durante las pruebas de Gibson).
- *Problema de las pérdidas de presión por fricción* - Con el método tradicional de Gibson, resulta que se sub-estiman las pérdidas de presión por fricción; por este motivo, se tiende a sobre-estimar el gasto. Probablemente la magnitud de error sistemático es pequeña en la práctica; sin embargo, no hay comentarios claros al respecto en la norma.
- *¿ Se puede considerar el método como "primario" ?* - El método tradicional de Gibson se basa en una serie de hipótesis que *no* parecen haber sido todavía bien comprobadas: hipótesis de que las perturbaciones causadas por golpe de ariete son despreciables (hipótesis H7), forma de estimar las pérdidas de presión por fricción (hipótesis H4), hipótesis de que el gasto es el mismo en cualquier momento a lo largo de la tubería (hipótesis H6)... Por lo anterior, resulta sorprendente que la norma IEC 60041 (1991) considere el método de Gibson como "primario"; quizás esto se debe a que, a principios del siglo XX, habían pocas soluciones técnicas para medir el gasto en grandes tuberías.

2.5.1.2. Problemas prácticos

- ¿ Con cual algoritmo calcular el gasto ? - En la norma IEC 60041 (1991), solo se describe una antigua técnica de planimetría para poder calcular el gasto a partir del resultado de una prueba de Gibson.⁽⁶⁵⁾ En la actualidad, sería obviamente más conveniente poder hacerlo con un programa de computo, pero no existe todavía una publicación oficial que proponga un algoritmo.⁽⁶⁶⁾
- ¿ Como implementar el método en tuberías embebidas ? - La tubería de muchas Centrales Hidroeléctricas esta embebida en concreto, y la norma no dise como implementar el método de Gibson en este caso... Por cuestiones prácticas, resulta que es más fácil implementar las segunda y tercera variantes del método, en lugar de la primera (que es la más discutida en la norma): de hecho, es más fácil instalar, purgar y calibrar en sitio sensores de presión absolutos, en lugar de un sensor de presión diferencial.
- ¿ Como elegir el rango y la precision de los sensores ? - La norma no dise como elegir la Escala de Medición (EM) de los sensores de presión requeridos para poder implementar el método de Gibson... En este documento, se proponen dos formulas simples para poder hacerlo (Ecuaciones 2.24 y 2.25); con base a ellas, se llega a la siguiente conclusión: para poder implementar la segunda variante del método de Gibson, se requiere de sensores de presión absolutos con una EM bastante grande (algunas decenas de mca) y con una precisión muy buena en la práctica (mejor que $\approx 0.05\%$ EM).
- ¿ Como tomar en cuenta el tiempo de respuesta de las cadenas de medición ? - La norma no dise claramente como elegir el "tiempo de respuesta" de las cadenas de medición (sensor de presión, conectores, *datalogger*) requeridas para implementar el método de Gibson... En este documento, se mencionan referencias que definen mejor el concepto de "tiempo de respuesta" y que explican como se puede tomarlo en cuenta para corregir los datos crudos de presión obtenidos durante una prueba de Gibson.

⁽⁶⁵⁾ Véase: Anexo [A] de este informe.

⁽⁶⁶⁾ Se menciona un reporte al respecto en *Internet*, pero se comenta que *ya no* es disponible: McGee R.G. 1984. Operation manual: pressure momentum method of discharge measurement. *US Army Engineer Waterways Experiment Station Vicksburg, Ms. Hydraulic Laboratory (WES)*, Final Report A518441 (May 1984). 64 p. [[Report unavailable](#)]

2.5.1.3. En la actualidad, ¿ el método de Gibson sigue siendo atractivo ?

- *La norma IEC 60041 (1991) es demasiado exigente* - Si se toman al pie de la letra todos los requisitos de la norma para poder implementar el método de Gibson, ⁽⁶⁷⁾ el método se vuelve poco atractivo en la actualidad: en particular, se requiere de un tramo recto y uniforme, cuya longitud debe de ser *por lo menos 5 veces* el diámetro de la tubería. Desafortunadamente, no todas las Centrales Hidroeléctricas cuentan con tramos de tubería rectos tan largos; y si fuera el caso, en la actualidad, sería probablemente más conveniente instalar un "Medidor Ultrasónico de Tiempo de Travesía" en lugar de implementar el método de Gibson...
- *La norma IEC 60041 (1991) también es ambigua* - A pesar de sus requisitos, la norma sugiere que se puede implementar el método de Gibson en tramos de tubería que no son perfectamente rectos ⁽⁶⁸⁾ o de sección constante. ⁽⁶⁹⁾
- *Interés en usar el método de Gibson fuera de las condiciones de la norma* - Finalmente, en la actualidad el método de Gibson podría ser atractivo solo si se puede implementar en tramos de tubería *cortos* (longitud menor a 5 veces el diámetro) y/o con una sección *irregular* y/o que tienen una cierta *curvatura*: de hecho, todavía no se cuenta con una solución reconocida para medir el gasto en grandes tuberías con tales características...
- *Consecuencias* - Considerando que el interés actual del método de Gibson es instrumentar tramos de tubería cortos y/o con una sección irregular y/o con una cierta curvatura, debe quedar claro que bajo estas condiciones, el método todavía no está estandarizado. A pesar de que varios autores sugieren que el método sigue siendo bastante preciso cuando se utiliza fuera de las condiciones mencionadas por la norma, ⁽⁷⁰⁾ todavía nos parece importante seguir investigando sus límites de aplicación.

⁽⁶⁷⁾ Véase: Anexo [B] de este informe.

⁽⁶⁸⁾ Al respecto, se entiende que se menciona en la norma una eventual "pérdida de presión dinámica"; también se recomienda medir la presión en varias partes de un mismo sitio de medición: entonces, se reconoce que la tubería no es necesariamente perfectamente recta.

⁽⁶⁹⁾ Al respecto, se indica que el cálculo del "factor geométrico del tubo" puede ser más complicado de lo se expone en la norma: entonces, se reconoce que la sección de la tubería no es necesariamente perfectamente uniforme.

⁽⁷⁰⁾ Algunos autores consideran que la tubería *no* necesita ser perfectamente recta (Urquiza et al., 2007; Adamkowski et al., 2008), mientras que otros sugieren que *no* se necesitan tramos rectos muy largos (Lovgren et al., 2006; Jonsson et al., 2008).

2.5.2. Propuestas para evaluar los alcances del método tradicional de Gibson

Considerando la teoría sobre la cual esta basada el método tradicional de Gibson, se recomienda a continuación una serie de estudios que podrían ser útiles para evaluar los posibles errores sistemáticos del método, y así definir mejor sus alcances:

2.5.2.1. Comparar algunas alternativas del algoritmo propuesto por Gibson

Si se tuvieran los resultados experimentales de pruebas de Gibson -preferentemente, que hayan sido realizadas en Centrales Hidroeléctricas- convendría investigar algunas alternativas para procesar los datos con el método tradicional de Gibson:

- *Forma de estimar las pérdidas de presión por fricción* - Se podría investigar en que proporción se reduce la estimación del gasto (Q_0), cuando se utiliza el método tradicional de Gibson, pero asumiendo que las pérdidas de presión por fricción (Δp_f) son 5 veces mayores (véase: hipótesis H4).
- *Efecto de las perturbaciones causadas por golpe de ariete* \rightarrow ¿ que tanto influye el valor de t_f ("fin del diagrama") en la determinación del gasto ? y ¿ que tanto influye el supuesto de que las pérdidas de presión por fricción no cambian de signo al final de una prueba ? (hipótesis H7).

2.5.2.2. Simulación "1-D" de transitorios de presión

En la actualidad, se cuenta con modelos teóricos bastante más rigurosos que la teoría de Gibson para poder describir transitorios de presión en tuberías (véase: Chaudhry, 1987; Bergant *et al.*, 2008a; Wood *et al.*, 2005; Anexo [D]). Debe reconocerse que con estos modelos, se trata el flujo como si fuera unidimensional (es decir: a lo largo del eje principal de la tubería); sin embargo, podrían ser muy útiles para realizar una serie de "experimentos numéricos", cuyo propósito sería evaluar ciertos errores sistemáticos del método de Gibson:

- *Simular condiciones "ideales"* (tramo de tubería cilíndrico, longitud "regular", cambio de velocidad "regular", coeficiente K_f constante) \rightarrow Verificar la bondad del algoritmo originalmente propuesto por Gibson para determinar el gasto.

- *Simular cambios de velocidad más "rápidos"* (es decir, golpes de ariete más "fuertes") → Evaluar el efecto de las perturbaciones causadas por golpe de ariete sobre el algoritmo propuesto por Gibson (hipótesis H7). ⁽⁷¹⁾
- *Simular un tramo de tubería más "largo"* (con un especial interés en las segunda y tercera variantes del método de Gibson) → Evaluar el efecto de una deceleración no uniforme del agua en la tubería (hipótesis H6).
- *Simular pérdidas de presión por fricción más "realistas"* (sobre todo, para tuberías relativamente "pequeñas") ⁽⁷²⁾ → Evaluar la aproximación del método tradicional de Gibson al respecto (hipótesis H4). ⁽⁷³⁾
- *Simulaciones de tipo "Monte Carlo"* → Además, se podría agregar al resultado de todas las simulaciones anteriores una componente aleatoria (por lo menos, sería fácil agregar esta componente a las presiones simuladas, para representar lecturas de presión "más reales"), y ver como se propagan estos "errores aleatorios" en la determinación del gasto por medio del método de Gibson. ⁽⁷⁴⁾

2.5.2.3. Simulación "3-D" de patrones de flujo

Obviamente, se podría evaluar con mayor detalle el método de Gibson mediante "experimentos numéricos" si fuera posible simular transitorios de presión dentro de la tubería de las Centrales Hidroeléctricas en 3-D. Sin embargo, cuando los transitorios son relativamente "rápidos", surgen problemas prácticos: tiempo de computo muy largo y/o recursos de computo insuficientes (Bergant et al., 2008a; Ramdal et al., 2009).

⁽⁷¹⁾ Concretamente: ¿ que tanto influye el valor de t_F ("fin del diagrama") en el claculo ? y ¿ se puede asumir que las pérdidas de presión por fricción no cambian de signo al final de una prueba de Gibson ?

⁽⁷²⁾ Por ejemplo, con el modelo de "Brunone - Vitkosky" (Bergant et al., 2001; Jonsson et al., 2007; Jonsson et al., 2008; véase Anexo [D]).

⁽⁷³⁾ Sobre todo cuando el cambio de velocidad es relativamente "lento".

⁽⁷⁴⁾ Según la Ecuación 2.19, la incertidumbre *absoluta* sobre el valor de Q_0 debería de aumentar proporcionalmente a la incertidumbre absoluta sobre las lecturas de presión (sin que haya un "sesgo aleatorio").

En caso de que no se puedan simular transitorios de presión en tres dimensiones, todavía sería interesante simular patrones de flujo en condiciones estacionarias (o que no cambian demasiado rápido); para eso, se pueden usar *softwares* de CFD comerciales: ⁽⁷⁵⁾

- *Simular patrones de flujo en tramos curvos* → Determinar el coeficiente de Coriolis (α) y evaluar la magnitud de la "pérdida de presión dinámica" (Δp_d) que interviene en el cálculo propuesto por Gibson (hipótesis H5). ⁽⁷⁶⁾
- *Al mismo tiempo, simular patrones de presión en tramos curvos* → Evaluar la diferencia entre la presión en la pared de una tubería (es decir, lo que se puede medir) y la presión media del agua en una sección de tubería (es decir, lo que se utiliza en la teoría de Gibson y en las simulaciones unidimensionales).

2.5.2.4. Pruebas de laboratorio

Además de los "experimentos numéricos", convendría realizar pruebas de laboratorio para evaluar el método de Gibson. Una ventaja obvia del laboratorio en comparación con condiciones "reales" de trabajo (es decir, con una Central Hidroeléctrica), es que se pueden hacer fácilmente muchas pruebas en condiciones controladas (gasto inicial, forma de cerrar la compuerta, etc.), con gastos conocidos (por medido de un equipo independiente) y menos problemas de instalación (tubería expuesta).

Sin embargo, debe recordarse que la norma IEC 60041 (1991) *no* recomienda aplicar el método de Gibson a tubería cuyo diámetro sea menor a 1 m; ahora bien, se entiende que esto se debe a que para tuberías pequeñas, las pérdidas de presión por fricción son más importantes y más difíciles de estimar: en este caso, se puede argumentar que evaluar el método de Gibson en el laboratorio implica "*estar del lado seguro*".

⁽⁷⁵⁾ En el *IMTA*, se tiene experiencia con "Phoenics".

⁽⁷⁶⁾ Es algo que hicieron algunos autores (Adamkowski et al., 2008), pero no queda clara su forma de interpretar el resultado de sus simulaciones: en lugar de usarlas para calcular los coeficientes de Coriolis (α_1 y α_2), la usan para re-calcular el factor geométrico de la tubería (F).

En el laboratorio, se podría hacer lo siguiente:

- *Simulacros de "implementación" del método de Gibson* → Selección de sensores de presión (y de la forma de procesar sus datos crudos), verificación de algoritmos para determinar el gasto (a medida de lo posible, convendría poder comparar simultáneamente las tres versiones del método de Gibson).
- *Investigación de ciertos posibles errores sistemáticos* → Al respecto, nos parece interesante contar con un banco de pruebas donde se podrían *cambiar* las características del tramo de tubería para el cual se aplica el método de Gibson: tramo "recto" o "con cambios de sección" (por ejemplo: reducción, cambio abrupto de diámetro, codos, etc.), tramo "liso" o "rugoso".
- *Generar golpes de ariete "estáticos"* → Al golpear el extremo de un tubo en el cual el agua *no* circula, se generarán ondas de presión: en este caso, podría verificarse que la integral con el tiempo de estas ondas de presión es igual a cero (supuesto implícito, cuando se aplica el método tradicional de Gibson).

2.5.3. Posibles extensiones del método de Gibson

Con respecto al método "tradicional" de Gibson (es decir: el que se presenta en la norma IEC 60041, 1991) y sus aplicaciones comunes, nos parece que se podrían considerar algunas nuevas variantes:

2.5.3.1. Pruebas de Gibson más generales

Tal como se comenta en la norma IEC 60041 (1991), el método de Gibson puede a priori usarse en una tubería donde se realiza un cambio de gasto suficientemente importante en cualquier sentido (reducción o aumento, hacía arriba o hacía abajo), y de cualquier manera (maniobra de una compuerta o operación de una bomba). Sin embargo, casi todos los autores que han utilizado el método de Gibson han considerado el caso de una reducción de gasto causada por el cierre de una compuerta aguas abajo. Una excepción es el trabajo de Steller *et al.* (2008), donde se reporta también la aplicación del método a una tubería donde se incrementa el gasto por medio de una turbina.

- Probar el método durante la *apertura* de una compuerta (aguas abajo) → No se ha encontrado una prueba de este tipo mencionada en la literatura. Sin embargo, si la maniobra se realiza a la misma velocidad que la de cierre, deberían de observarse transitorios de presión de misma magnitud (pero de signo opuesto): en este caso, no debería de haber dificultad alguna para aplicar el método de Gibson.

- Probar el método durante la *maniobra secuencial* -tipo "*multi-step*"- de una compuerta (aguas abajo) → En teoría, con el método de Gibson no solo se determina el gasto (Q_0) que se alcanza durante una prueba (es decir: "al inicio" si se reduce el flujo, o "al final" si se incrementa), sino también la variación del gasto durante la prueba (por ejemplo, véase Ilustración 2.10); en la práctica, dicha variación $Q(t)$ puede ser muy útil para determinar la curva de eficiencia de las turbinas en Centrales Hidroeléctricas... Sin embargo, los autores que han usado el método de Gibson solo han usado el resultado de una prueba de Gibson para determinar *un solo punto* de la curva de eficiencia de una turbina: (1) quizás se trata de un problema de sincronización (entre los datos de gasto y los datos sobre el rendimiento de la turbina: de hecho, las pruebas son de corta duración en la práctica), y en este caso, [convendría investigar si se puede resolver técnicamente este problema](#); o (2) quizás es porque las estimaciones de gasto $Q(t)$ no son tan confiables mientras no se alcanza un régimen permanente ([¿ debido a las perturbaciones causadas por golpe de ariete ?](#)) y en este caso, se podría considerar una maniobra de compuerta tal, que se haga por *etapas* (siempre y cuando los cambios de gasto no son demasiado pequeños).

2.5.3.2. Una nueva variante del método: tramo "embalse - pozo de oscilación"

Cuando se tiene un pozo de oscilación, la norma IEC 60041 (1991) requiere que se monitoreen los cambios de tirante en el pozo durante las pruebas de Gibson; sin embargo, no explica claramente porque... Ahora bien, cuando se tiene un pozo de oscilación simple en una Central Hidroeléctrica (es decir, un tubo cilíndrico cuyo diámetro es [similar](#) al diámetro de la tubería principal, y cuyo extremo superior esta en contacto con la atmósfera), se puede proponer una nueva variante del método de Gibson:

- *Aplicar el método de Gibson al tramo "embalse - pozo de oscilación"* → Tal como se demuestra en Chaudhry (1987, página 341, Ecuación 11.7), se puede determinar el gasto inicial (Q_0) monitoreando los cambios de nivel dentro del pozo de oscilación con respecto al nivel del agua en el embalse. Esta nueva variante puede ser atractiva en la práctica, porque no se necesita colocar sensores de presión dentro de la tubería principal de la Central Hidroeléctrica (lo cual es bastante complicado, véase inciso [6]).^{(77) (78)}

⁽⁷⁷⁾ A fin de cuenta, se entiende que un pozo de oscilación *simple* funciona como un *piezómetro*. Para estimar la amplitud de los cambios de nivel en el pozo, Chaudhry (1987, página 348, Ecuación 11.29) propone una fórmula en caso de una reducción *instantánea* de gasto. *Todavía no se encuentra la relación entre esta fórmula y la Ecuación 2.24 de este informe...*

⁽⁷⁸⁾ Si se pretende utilizar esta nueva variante del método de Gibson, debe aclararse que se tendrán que resolver unos problemas prácticos: ver como sujetar y calibrar en sitio el sensor de nivel, ligar topográficamente un punto de referencia en el pozo con otro en el embalse, etc.

Sin embargo, son pocas las presas de México que cuentan con un pozo de oscilación (A. Aguilar, *comunicación personal*).⁽⁷⁹⁾

En la literatura consultada, se encontro un autor (Kito, 1953) que propone utilizar pozos de oscilación para implementar el método de Gibson; desafortunadamente, ¡ su artículo esta redactado en japones ! (véase Ilustración 2.12)

On Application of Gibson's Method of Measurement of Flow to a Power Station equipped with a Surge Tank of Special Type

by Fumiki KITO

The author discusses the theoretical ground for application of Gibson's method of measurement of discharge of a hydro-electric power station equipped with a surge tank of special type (see Fig. 1). This surge tank has a riser pipe of considerable length and the length of penstock is short. Four different methods were proposed and discussed, and it was decided that the fourth method, which records water pressure at a point of penstock directly in front of water turbine, and estimate the discharge by calculation, is most suitable for practical purpose. In Feb. and Oct. 1952, efficiency tests of water turbines at Hiraoka Hydro-electric Power Station (Tenryu River) were carried out on this principle, and fairly satisfactory result was obtained.

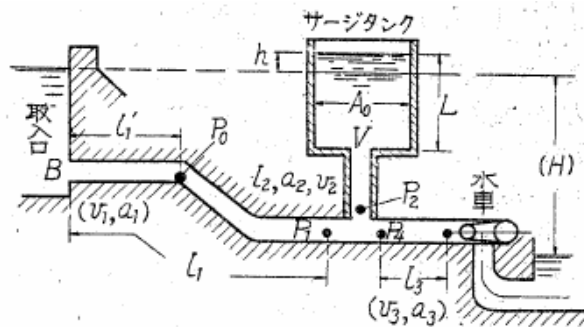


Ilustración 2.12. Artículo en japonés (Kito, 1953), donde se propone utilizar pozos de oscilación para implementar el método de Gibson.

⁽⁷⁹⁾ Además, se tiene comúnmente una rejilla en la conexión del embalse a la tubería principal de la Central Hidroeléctrica: [esta rejilla, ¿ puede ser una causa de error sistemático ?](#)

2.5.3.3. Uso de la "modelación inversa" para estimar el gasto

Todavía no se ha intentado utilizar la "modelación inversa" para determinar el gasto (Q_0) a partir de los resultados de una prueba de Gibson. ⁽⁸⁰⁾ En la actualidad, esto no parece sorprendente, porque la modelación inversa combinada con los modelos teóricos actuales (véase Anexo [D]) es bastante atractiva: de hecho, permitiría describir de una manera más rigurosa los transitorios de presión que se observan en la realidad (sobre todo, se podría determinar el gasto *sin* necesidad de hacer las hipótesis H4, H6 y H7 del método tradicional de Gibson).

Considerando una tubería *sin ramificación y sin pozo de oscilación*, la determinación del gasto por medio de la modelación inversa podría hacerse de la siguiente manera:

- *Modelo de simulación usado* → En un principio, podría probarse un modelo unidimensional "casi estacionario" (véase: Anexo [D]). ⁽⁸¹⁾
- *Sistema considerado* → Toda la tubería de la presa (es decir, desde la compuerta aguas abajo hasta el embalse). En este caso, la condición inicial para las simulaciones sería un régimen permanente, la condición de frontera aguas arriba sería un tirante (constante), y la condición de frontera aguas abajo sería un gasto (variable). El gasto $Q(t)$ podría ser descrito por una función analítica de forma sigmoideal, tal como la formula conocida como "ecuación de van Genuchten" en Ciencias de Suelo. ⁽⁸²⁾
- *Parámetros conocidos* → Unos parámetros de la relación $Q(t)$ (en particular: Q_F), parámetros relacionados con la geometría de la tubería (en particular: distancia de los sitios de medición a la compuerta aguas abajo (L_1 y L_2), diámetro(s) de la tubería (D), factor de fricción: ϕ), parámetros que permiten estimar la celeridad de las ondas de presión (a).

⁽⁸⁰⁾ Básicamente, la "modelación inversa" consiste en *asumir* que se tiene un modelo capaz de describir la "realidad", y *ajustar* los parámetros desconocidos del modelo a lo que se observa durante una prueba experimental.

⁽⁸¹⁾ Al respecto, podría utilizarse el *software* "Ariete", que ha sido desarrollado en el IMTA.

⁽⁸²⁾ Al respecto, la función de *van Genuchten* (1980) se estaría escribiendo de la siguiente manera:

$$Q(t) = (Q_0 - Q_F) \left[\frac{1}{1 + (\alpha t)^n} \right]^{(1-1/n)} + Q_F$$

- *Parámetros por ajustarse* → Unos parámetros de la relación $Q(t)$ (obviamente: Q_0 , y también: α y n), parámetros relacionados con la geometría de la tubería (al respecto, se podrían ajustar: la longitud total L^T).
- *Estimación inicial de los parámetros por ajustarse* → El valor inicial de los parámetros desconocidos de la relación $Q(t)$ puede estimarse mediante un análisis tradicional de Gibson, y la longitud total (L^T) puede estimarse mediante un análisis de la periodicidad de las ondas de presión al final de cada prueba.
- *Datos experimentales para la modelación inversa* → Resultado de una prueba de Gibson, preferentemente cuando se aplica la segunda variante.⁽⁸³⁾

En relación con el estudio de los transitorios de presión en tubería, varios autores (Brunone y Ferrante, 2001; Ghidaoui *et al.*, 2005; Weinerowska-Bords, 2007) han propuesto utilizar la modelación inversa para resolver un problema de interés práctico: detección de fugas puntuales (ubicación y magnitud) en redes de conducción de agua.⁽⁸⁴⁾ Al respecto, comentan que se encuentran a menudo problemas de no unicidad de la solución... Sin embargo, nos parece que el problema de modelación inversa propuesto en este documento es *a priori* bastante bien definido, por el siguiente motivo: con el método tradicional de Gibson, ya se cuenta con una solución *directa*.

Ahora bien, en la práctica, la tubería de muchas Centrales Hidroeléctricas tiene ramificaciones (y eventualmente, pozos de oscilación). En este caso, todavía no queda claro si la modelación inversa podría usarse para estimar el gasto que circulaba en un ramal de la tubería donde se cierra una compuerta aguas abajo. Sin embargo, valdría la pena investigar esta posibilidad, porque tiene un gran interés práctico: *esquemáticamente*, quizás un análisis fino (tipo "*Inverse Transient Analysis*") de los transitorios de presión causados por golpe de ariete permitiría primero estimar *aproximadamente* el gasto que circula en los ramales para los cuales se deja fluir el agua, y después, un análisis del transitorio de presión causado por la deceleración del agua permitiría estimar el gasto "inicial" (Q_0) en el ramal donde se cerró una compuerta.

⁽⁸³⁾ Con la primera variante, *solo* se mide una diferencia de presión a lo largo de un tramo, y con la tercera variante, *solo* se mide la presión en un punto de la tubería. En comparación, la segunda variante del método de Gibson permite tener una información *más* completa sobre los transitorios de presión a lo largo de la tubería.

⁽⁸⁴⁾ Este enfoque es conocido como: "*Inverse Transient Analysis*" (ITA); ha sido originalmente propuesto por Liggett & Chen (1994, 1995).

2.5.3.4. *Combinar el método de Gibson con otro para monitorear el gasto*

Una limitante importante del método de Gibson, es que no permite monitorear continuamente el gasto. Por lo tanto, cuando se implementa el método de Gibson en una Central Hidroeléctrica, se implementa generalmente también el "método de Winter - Kennedy": este último método se calibra a partir de los resultados obtenidos con el primero (IEC 60041, 1991; Urquiza *et al.*, 2007).

Al respecto, quizás podría también implementarse otra alternativa para monitorear el gasto: cuando el flujo varía poco dentro de una tubería, relacionar empíricamente la presión -o la diferencia de presión- medida con los sensores requeridos para el método de Gibson con el gasto. Al igual que el "método de Winter - Kennedy", debe aclararse que esta forma de estimar el gasto *no* será muy precisa, en particular por el siguiente motivo: la relación empírica entre la presión -o diferencia de presión- medida y el gasto cambiará, si el factor de fricción de la tubería cambia con el tiempo. ⁽⁸⁵⁾

(85) Este enfoque es similar al método denominado "método de la pendiente" para estimar el gasto en canales.

3. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

En la actualidad, el método tradicional de Gibson (es decir: tal como se presenta en la norma IEC 60041, 1991) es poco atractivo; de hecho, nos parece que en muchos casos, sería más sencillo -e inclusive más económico- instalar Aforadores de Tiempo de Travesía. Ahora bien, el método de Gibson volviera a ser atractivo, si se pudiera implementar en tramos de tubería cortos (es decir, cuya longitud no sea mayor a 5 veces el diámetro) o en tramos largos pero que no sean necesariamente rectos y uniformes. En este contexto, se están realizando actualmente diversas investigaciones...

Las mayoría de las publicaciones actuales sobre el método de Gibson se encuentran en las memorias del IGHEM.⁽⁸⁶⁾ Estas publicaciones se relacionan con las siguientes temáticas:⁽⁸⁷⁾
(88) (89)

- Reportar el uso del método de Gibson en Centrales Hidroeléctricas, y hacer unos comentarios técnicos al respecto (por ejemplo, Urquiza et al., 2007).
- Verificar la bondad del método, en las condiciones dictadas por la norma IEC 60041 (1991); en este caso, se trata generalmente de estudios experimentales realizados en sitio y/o en el laboratorio.
- Investigar la posibilidad de utilizar el método en condiciones que no cumplen con los requisitos de la norma IEC 60041 (1991): en particular, cuando la geometría de la tubería es compleja, o cuando el producto de la velocidad del agua por la longitud del tramo de tubería considerado es mayor a 50 m/s^2 (Lovgren *et al.*, 2006; Jonsson *et al.*, 2007, 2008).

⁽⁸⁶⁾ *International Group for Hydraulic Efficiency Measurement* (<http://www.ighem.org/>)

⁽⁸⁷⁾ Los autores que se interesan en el método de Gibson provienen de varios países: Polonia (Adamkowski, Janicki, Kubiak), Noruega (Getz), India (Pandey, Mangla, Khodre), Italia (Rosnati, Muciaccia), Quebec (Caron), Brasil (Bortoni), México (Urquiza, Sierra, Fernández)...

⁽⁸⁸⁾ Unos pocos autores (Chaix, 1996; Urquiza *et al.*, 2007) también han discutido ciertos límites de aplicación del método de Gibson.

⁽⁸⁹⁾ Además, Hulaas & Dahlaug (2006) presentan un presupuesto de incertidumbre para el método de Gibson.

3.1. Estudios realizados en sitio

Urquiza *et al.* (2007) presentan la puesta en operación de las primera y tercera variantes del método de Gibson para medir el gasto en una Central Hidroeléctrica con capacidad de 170 MW; también explican como utilizar el método de Gibson para calibrar el método de Winter-Kennedy. En el artículo, se propone una solución para tomar en cuenta los cambios de geometría en la tubería. Sin embargo, no se compara el método de Gibson con ningún otro método de medición primario, y solo se presentan los resultados obtenidos con la tercera variante del método de Gibson.

Steller *et al.* (2008) comparan la primera variante del método de Gibson con el método Acústico de Tiempo de Travesía (4 pares cruzados de sensores de velocidad intrusivos) para medir el gasto en una Central Hidroeléctrica con capacidad de 92 MW. Para gastos desde 40 hasta 140 m³/s, las diferencias entre los dos métodos fueron siempre menores a 1 %, lo cual es satisfactorio.

3.2. Investigaciones de laboratorio

Pandey *et al.* (2006) verifican la bondad del método de Gibson en el laboratorio, cuando se respetan las condiciones descritas en la norma IEC 60041 (1991). Para el método de Gibson, los autores del trabajo utilizaron un transductor de presión diferencial y la técnica de integración del diagrama presión-tiempo. En comparación con un medidor electro-magnético calibrado que se utilizó como referencia para el gasto, se obtuvieron diferencias menores a 0.6 %, lo cual es satisfactorio.

Jonsson *et al.* (2008) evalúan la incertidumbre del método de Gibson al límite de las condiciones dictadas por la norma IEC 60041 (1991), es decir: cuando el producto de la velocidad del agua por la longitud del tramo de tubería considerado es menor a 50 m/s² y cuando la longitud del tramo de tubería es menor a 10 m. Las mediciones se hicieron con dos tipos de sensores de presión: un sensor de presión absoluto y un sensor de presión diferencial. Se comparan los gastos calculados con los valores proporcionados por un medidor de referencia y con los valores simulados por un programa de cómputo (que simula un golpe de ariete en 1-D). Se encuentran errores de 1.5 hasta 2 % bajo estas condiciones, mientras que la norma IEC 60041 (1991) considera que el método de Gibson permite determinar el gasto con una incertidumbre de 1.5 hasta 2 % cuando las condiciones descritas en esta norma son respetadas.

3.3. Estudios basados en simulaciones

Algunos autores (Lovgren *et al.*, 2006; Jonson *et al.*, 2008) han realizado simulaciones numéricas unidimensionales para verificar la bondad del método de Gibson. Cuando se consideran tramos de tubería más cortos de lo recomendado por la norma IEC 60041 (1991), el uso de factores de corrección empíricos parece ser necesario.

Jonsson *et al.* (2007) también han realizado simulaciones numéricas unidimensionales para verificar la bondad del método de Gibson. Cuando se consideran tramos de tubería más cortos de lo recomendado por la norma IEC 60041 (1991). Concluyen que el método de Gibson sigue siendo bastante preciso; de hecho, no se encontraron sesgos mayores a 1.5 % para toso los casos considerados, en lugar de hasta 20 % como se mencionaba en publicaciones previas (como la de Lovgren *et al.*, 2006). Además, los autores concluyen que los tubos que se conectan al sensor de presión diferencial -cuando se aplica la primera variante del método de Gibson- tienen poco efecto sobre la precisión del método.

Independientemente, Adamkovski *et al.* (2008) propone utilizar simulaciones numéricas tipo CFD para definir un factor de corrección -en este caso, se trata de recalculer el coeficiente F , es decir: el factor de forma de la tubería- cuando se considera un tramo largo de tubería, pero que no sea recto y con una sección constante. Sin embargo, las simulaciones tipo CFD propuestas se hacen para un flujo establecido, y se asume que el facto de corrección propuesto sigue siendo válido para condiciones de flujo transitorio.

3.4. Conclusión sobre la bibliografía

Actualmente, *no* hay tantas publicaciones sobre el método de Gibson. Además, la mayor parte no se encuentran en revistas científicas, sino en memorias de congresos (sobre todo, los congresos organizados por el IGHEM). Con base a estas publicaciones, nos parece interesante mencionar los siguientes puntos:

- *Falta de informaciones sobre como calcular el gasto* - En la literatura, se reporta el uso de algoritmos numéricos para calcular el gasto según el método de Gibson, pero casi no se proporcionan detalles al respecto.
- *Dificultad para implementar el método de Gibson en tubería embebidas* - Son pocos los autores (excepto los que han trabajado con Adamkowski) que reportan la implementación del método de Gibson en tubería embebidas en concreto; sin duda, esto representa un reto desde el punto de vista metrológico.
- *Falta de inter-comparación entre las tres variantes del método de Gibson* - En la práctica, cada variante del método de Gibson tiene sus ventajas e inconvenientes (véase inciso [6]). Sin embargo, solo algunos autores han comparado estas variantes entre ellas; sobre todo, lo han hecho en el laboratorio, y para tramos de tubería rectos y de sección uniformes.
- *Dudas sobre la bondad del método de Gibson en condiciones que no son normalizadas* - Varios autores reconocen que los requisitos de la norma IEC 60041 (1991) para implementar el método de Gibson son muy exigentes. Se ha intentado evaluar la bondad del método en situaciones más generales, mediante una comparación con otros métodos para medir el gasto y/o cálculos teóricos; con base a estas evaluaciones, los autores proponen generalmente unos factores de corrección más o menos empíricos para el método de Gibson.

Por lo anterior, nos parece que en la actualidad, sería importante trabajar sobre los siguientes puntos:

- *Diseñar un banco de prueba*, para poder evaluar el método de Gibson, con un especial interés en lo siguiente: (1) desarrollar un algoritmo numérico robusto para calcular el gasto, (2) poder inter-comparar las tres variantes del método de Gibson, y (3) poder trabajar en condiciones que no son normalizadas, es decir: para tramos de tubería cortos y/o que no son rectos y/o cuya sección que no es uniforme (véase incisos [4 - 5] de este informe).
- *Proponer una solución tecnológica*, para poder implementar el método de Gibson en tuberías de Centrales Hidroeléctricas que son embebidas en concreto (véase inciso [6]).
- *Tratar de usar la simulación numérica*, para reproducir los transitorios de presión que se producen cuando se aplica el método de Gibson. Si fuera posible, con esta herramienta, se podría hacer lo siguiente: (1) investigar teóricamente la bondad del método de Gibson en condiciones no normalizadas (por ejemplo, véase: Lovgren *et al.*, 2006; Jonson *et al.*, 2008; Adamkovski *et al.*, 2008), y (2) quizás estimar el gasto en tuberías mediante una *modelación inversa* (es decir: estimar el gasto mediante un proceso de optimización que consiste en acoplar los resultados experimentales que normalmente se obtienen después de una prueba de Gibson con un modelo de simulación teórico).

4. CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA

4.1. Objetivos del banco de prueba

A continuación, se presenta un banco de prueba que se construyó en el Laboratorio de Hidráulica del IMTA para probar el método de Gibson. Los principales objetivos de este banco son los siguientes:

- *Probar el método de Gibson antes de implementarlo en sitios reales* - Con el banco de prueba, se podrán probar e inter-comparar las variantes del método de Gibson en condiciones controladas.
- *Investigar la bondad del método de Gibson en condiciones no normalizadas* - Con el banco de prueba, se pretende también poder investigar experimentalmente la bondad del método de Gibson en condiciones no normalizadas, con un especial interés en: tramo de tubería corto y/o que no sea recto (por ejemplo, con un doble codo) y/o cuya sección no sea uniforme.

Se muestra un esquema del banco de prueba en la Ilustración 4.1 (sus componentes se describen en el Cuadro 4.1). Básicamente, el banco consiste en un tramo de tubo horizontal, sobre el cual se pueden colocar fácilmente un medidor de gasto que se tomará como referencia (medidor electromagnético y/o de Tiempo de Travesía) y sensores de presión (para la implementación del método de Gibson); en un extremo, el tubo está conectado a una cisterna (para simular un "embalse") y en el otro, se tiene una válvula (para generar golpes de ariete). Dicho banco es bastante similar al usado por otros autores (por ejemplo: Jonson *et al.*, 2008) para evaluar el método de Gibson; sin embargo, está diseñado de tal forma, que se puede insertar en el tramo de tubería recto unos tramos de tubo con una geometría más compleja (por ejemplo, doble codo o tubo con una sección variable): tal como se puede apreciar en la Ilustración 4.1, se puede reemplazar el tramo de tubería recto "T1" por un tramo con otra geometría "T2".

Ahora bien, es importante aclarar que, por cuestiones prácticas, el banco de prueba *no* cumple con todos los requisitos de la norma IEC 60041 (1991) acerca del método de Gibson. Sobre todo, la máxima distancia para poder medir una diferencia de presión entre dos puntos es de ≈ 8 m; esto es aceptable si se pretende instalar un sensor de presión diferencial (de hecho, en la norma se recomienda una distancia mayor o igual a 10 m), pero es bastante pequeño si se pretenden instalar sensores de presión absolutos (en la norma, se recomienda una distancia mayor o igual a 50 m).

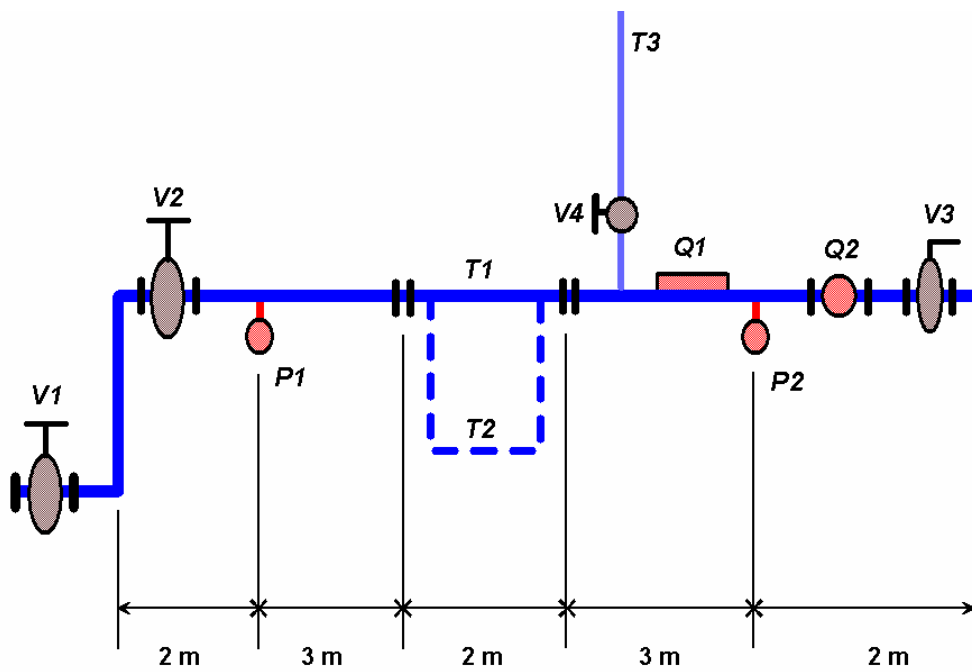


Ilustración 4.1. Esquema del banco diseñado para probar el método de Gibson

Cuadro 4.1. Componentes del banco diseñado para probar el método de Gibson.

Componente	Descripción	Unidad	Cant.
T1	Tubería principal (tubo de PVC, cédula 40, diámetro 4" \approx 0.1 m)	Tramo (6 m)	2
T2	Tubería secundaria (tubo de PVC, cédula 40, diámetro 4" \approx 0.1 m)	Tramo (6 m)	1
T3	Columna con pared transparente, (para calibrar los sensores de presión)	Pieza	1
V1	Válvula de seguridad (válvula de compuerta, para tubo "T1")	Pieza	1
V2	Válvula de control de carga hidráulica (válvula de compuerta, para tubo "T1")	Pieza	1
V3	Válvula para generar golpes de ariete (válvula de mariposa, para tubo "T1")	Pieza	1
V4	Válvula para poder calibrar sensores de presión (válvula de bola de 1 pulg.)	Pieza	1
P1, P2	Transductores manométricos de presión (modelo "2000", marca "Gems")	Pieza	2
Q1	Medidor de gasto de Tiempo de Travesía (tipo "clamp-on")	Pieza	1
Q2	Medidor de gasto de electromagnético (modelo "Sistrans F M Magflo", marca "Siemens")	Pieza	1
Bridas	Bridas (para tubo "T1")	Pieza	12
Juntas	Juntas de hule (para las bridas del tubo "T1")	Pieza	12
Codos	Codos (para tubos "T1" y "T2")	Pieza	4
Tornillos	Tornillos galvanizado [5/8" x 3"] con tuerca (para bridas, válvulas y medidores = 8 por Pieza)	Pieza	80
Rondanas	Rondanas (para los tornillos)	Pieza	160
Atraques	Atraques de metal "PTR" [2" x 2", calibre 14] y con brida "Omega" (para tubo "T1")	Pieza	4

4.2. Realización del banco de prueba

En las Ilustraciones 4.2 - 4.4, se muestran unas etapas de la construcción del banco de prueba y sus componentes. Al respecto, debe mencionarse lo siguiente:

- *Material del banco* - La tubería es de PVC hidráulico (cedula 40), con un diámetro **interno** de 0.102 m (4 pulg.).
- *Sistema para generar cambios de gasto* - Se utilizó una válvula de **mariposa** (véase Ilustración 4.4a) para generar cambios de gasto en la tubería del banco.

Nota: en el futuro, podrían instalarse unos contactos eléctricos, para poder detectar la apertura y el cierre de la válvula, al momento de registrar los transitorios de presión.

- *Medidor de referencia para el gasto* - Como referencia para el gasto, se utilizó un medidor electromagnético (modelo "Sistrans F M Magflo", tipo "MAG 5000", marca "Siemens"); según sus especificaciones y para una tubería de 0.102 m (4 pulg.) de diámetro, este instrumento permite medir un gasto nominal de 60 m³/h, un gasto máximo de 120 m³/h y un gasto mínimo de 1.2 m³/h con una precisión de **± 0.5 % [del valor medido]**.

Nota: en el futuro, podría colocarse también un medidor de Tiempo de Travesía tipo "clamp-on".

- *Sensores de presión* - Para monitorear los transitorios de presión, se utilizaron en forma preliminar dos sensores manométricos (modelo "2000", marca "Gems"); según sus especificaciones, son de tipo manométrico, su Escala de Medición es **10 mca** y su precisión es **≈ ± 0.25 % [EM]**.

Nota: estos sensores se utilizaron en forma **preliminar** para evaluar las segunda y tercera variantes del método de Gibson; sin embargo, en este caso sería más conveniente utilizar sensores barométricos (aunque no nos parece tan importante, cuando se usa la segunda variante), y con una EM de **≈ 40 mca** (véase inciso [5]).

Nota: en el futuro, podría colocarse también un sensor de presión diferencial, para evaluar la primera variante del método de Gibson.

- *Sistema para calibrar los sensores de presión* - Se conecto al banco de prueba un tubo manométrico (altura ≈ 2 m), para poder calibrar los sensores de presión antes y después de cada golpe de ariete (en condiciones hidrostáticas).

Nota: conviene también utilizar un distanciómetro láser para medir el nivel del agua en la cisterna, con respecto a la tubería del banco; en este caso, se puede verificar la calibración de los sensores de presión para un valor de ≈ 11 mca.

- *Sistema de adquisición de datos* - Los sensores de presión se conectaron a un sistema de adquisición de datos de la marca "National Instruments"; cuenta con una tarjeta de adquisición de datos NI-USB-6215 (16 bits) y un código escrito en el ambiente Labview vers. 7, que permite adquirir datos con una frecuencia mayor a 2,500 Hz (es decir, una muestra por cada 0.4 ms).

Para poder aplicar la tercera variante del método de Gibson en una Central Hidroeléctrica, debe conocerse la geometría de la tubería que va hacía el embalse y el tirante en el embalse. En cuanto al banco de prueba, se puede comentar lo siguiente:

- La cisterna a la cual se conecta el banco de prueba es la del Laboratorio de Hidráulica "Enzo Levi" del IMTA; esta conexión es directa (es decir, no hay bifurcación) y a presión (es decir, no hay algo similar a un pozo de oscilación).
- Elevación del nivel del agua en la cisterna con respecto al banco ≈ 11 m
- La tubería que conecta la cisterna al banco es de acero. Su geometría es conocida; en particular, su longitud total es de ≈ 61 m, y su diámetro de la tubería varía desde 0.356 m (14 pulg.) hasta 0.102 m (4 pulg.).

4.3. Conclusión sobre el banco de prueba

En agosto de 2009, se construyó un banco para probar el método de Gibson en condiciones de laboratorio. Con este banco, se pretende inter-comparar las tres variantes del método de Gibson, e investigar el efecto de una tubería irregular sobre la bondad del método.

Por cuestiones prácticas, debe aclararse que el banco *no* cumple con todos los requisitos de la norma IEC 60041 (1991). Sobre todo, la máxima distancia para poder medir diferencias de presión en la tubería es de ≈ 8 m; esto es aceptable si se pretende evaluar la primera variante del método de Gibson (de hecho, en la norma se recomienda un sensor de presión diferencial con sus extremos distantes de por lo menos 10 m), pero es bastante pequeño si se pretende evaluar la segunda variante del método (en la norma, se recomienda instalar dos sensores de presión absolutos a una distancia mayor o igual a 50 m). Sin embargo, algunos estudios más recientes que la norma IEC 60041 (1991) sugieren que todavía es factible utilizar el método de Gibson bajo estas condiciones, [que son de todos modos más exigentes que lo que se tiene en las Centrales Hidroeléctricas](#) (por ejemplo, Lovgren *et al.*, 2006; Jonson *et al.*, 2008).

Ahora bien, por cuestiones de tiempo, la instrumentación del banco todavía es preliminar y podía mejorarse. Sobre todo, convendría tener lo siguiente: (1) de 2 a 4 sensores de presión absolutos (rango ≈ 40 mca, exactitud ≈ 0.05 % [EM]) para evaluar las segunda y tercera variantes del método de Gibson, y (2) un sensor de presión diferencial para poder evaluar la primera variante del método.



a



b



c



d

Ilustración 4.2. Etapas de la realización del banco de prueba

- (a) Conexión a la cisterna con un tirante constante**
- (b) Válvula de compuerta para regular el gasto que entra al banco de prueba**
- (c) Tubería de PVC (diámetro 4 pulg.) usada para construir el banco**
- (d) Parte del banco donde se pueden insertar diversos tramos de tubería.**



a



b

Ilustración 4.3. Vistas del banco para probar el método de Gibson

- (a) Vista desde aguas arriba**
- (b) Vista desde aguas abajo**



a



b



c



d

Ilustración 4.4. Componentes del banco para probar el método de Gibson

- (a) Válvula de mariposa usada para generar los golpes de ariete**
- (b) Medidor electromagnético usado como referencia para medir el gasto**
- (c) Uno de los dos sensores de presión para el método de Gibson**
- (d) Sistema de adquisición de datos para el método de Gibson**

5. PRUEBAS EN EL LABORATORIO

5.1. Propósito de las pruebas

A continuación se presenta el resultado de unas pruebas *preliminares* que se hicieron en agosto de 2009 con el banco descrito en el inciso anterior. El propósito era evaluar el método de Gibson para diferentes gasto (desde 4 hasta 14 L s⁻¹). Se registraron los datos con una frecuencia de 1,000 Hz y desde el cierre de la válvula que sirve para generar un golpe de ariete hasta el momento durante el cual la presión del agua casi no cambiaba en la tubería.

5.2. Resultados crudos

Se hicieron 4 pruebas de golpe de ariete. Los transitorios de presión, registrados con dos sensores de presión (manométricos), se presentan en las Ilustraciones 5.1 - 5.4. Como se puede observar, la presión manométrica del agua era pequeña al inicio de cada prueba (debido a que la tubería estaba abierta), después aumento y presento grandes oscilaciones durante los golpes de ariete (con valores que alcanzaron 40 mca), y finalmente se estabilizo a un valor de ≈ 11 mca (que corresponde a la carga hidrostática del tanque conectado al banco de prueba).

Nota: el sensor # 1 se encuentra "aguas arriba", y el sensor # 2 se encuentra "aguas abajo".

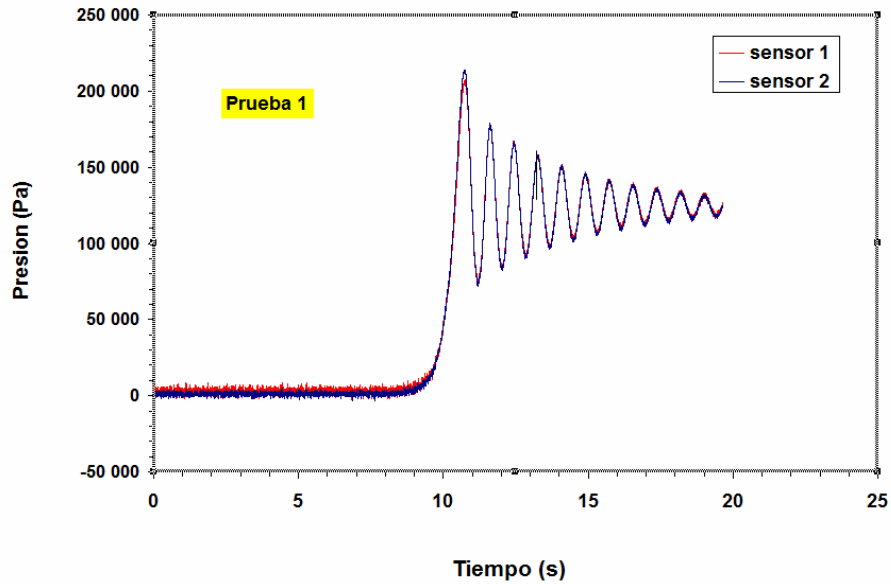


Ilustración 5.1. Transitorio de presión durante la prueba # 1 ($Q_0 = 4.3 \text{ L s}^{-1}$)

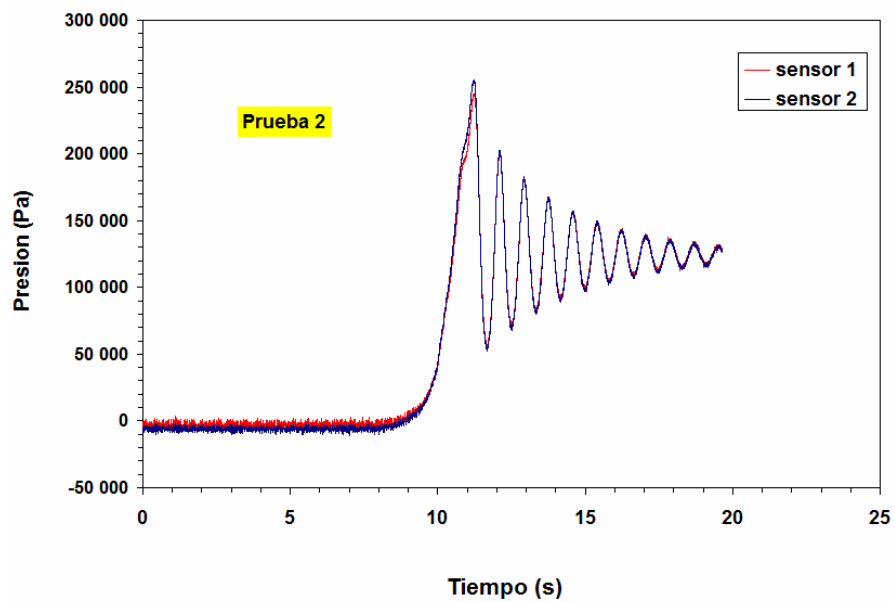


Ilustración 5.2. Transitorio de presión durante la prueba # 2 ($Q_0 = 9.5 \text{ L s}^{-1}$)

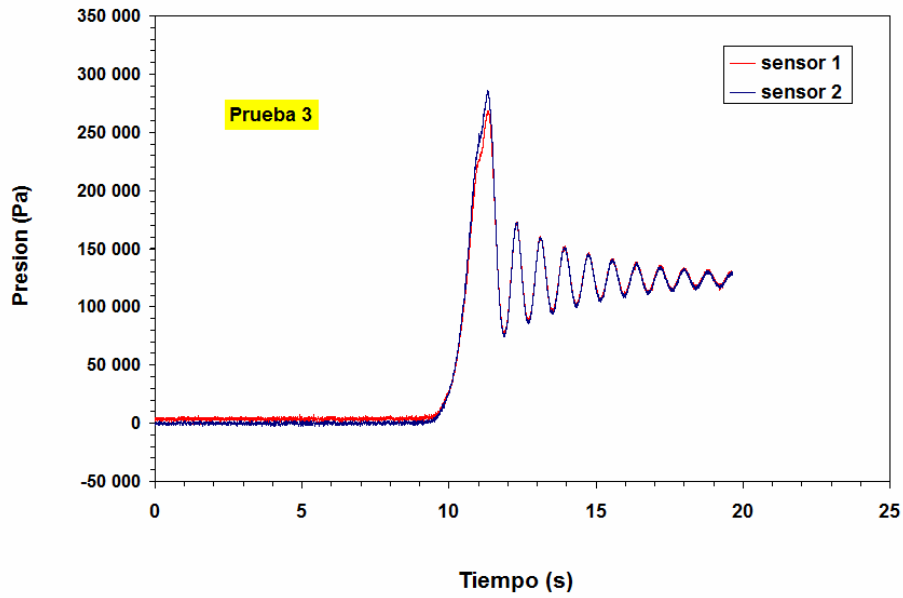


Ilustración 5.3. Transitorio de presión durante la prueba # 3 ($Q_0 = 13.8 \text{ L s}^{-1}$)

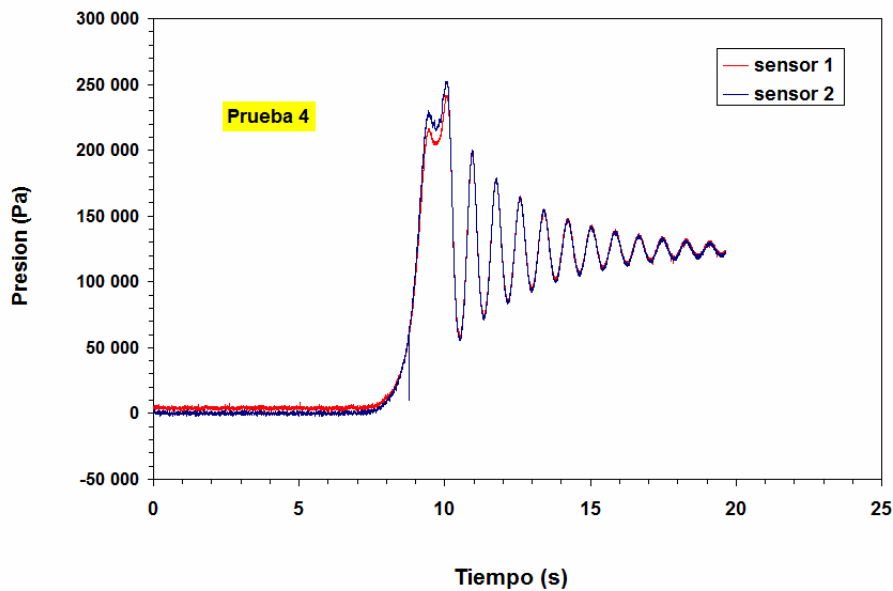


Ilustración 5.4. Transitorio de presión durante la prueba # 4 ($Q_0 = 13.8 \text{ L s}^{-1}$)

5.3. Síntesis

Con base a los resultados anteriores, se estimó el gasto por medio de la segunda variante del método de Gibson; en este caso, se integró el diagrama de "presión - tiempo" según la técnica de planimetría descrita en la norma IEC 60041 (1991) y con Excel. Los gastos así obtenidos con el método de Gibson resultaron ser *inferior* (desde 10% hasta 47%) al gasto medido por medio del medidor electromagnético (ver Cuadro 5.1).

A priori, se esperaba lo contrario: de hecho, en teoría el método de Gibson debería de sobreestimar el gasto cuando se aplica a tuberías de diámetro pequeño (véase: inciso [1]). Sin embargo, es importante recordar que los resultados que se presentan en este informe son preliminares: cálculos de las pérdidas de presión por fricción muy aproximados (por medio de una interpolación lineal) y calibración de los sensores de presión usados realizada con poco cuidado (con no más de dos puntos)...

5.4. Conclusión sobre las pruebas

Los resultados *preliminares* obtenidos con el banco de pruebas son bastante satisfactorios: a pesar de una calibración y un procesamiento de los datos poco precisos (por falta de tiempo), se tuvieron estimaciones de gasto de la *misma magnitud* entre el método de Gibson y un medidor de referencia.

En el futuro, se tendrán que realizar pruebas con más cuidado: (a) calibrar con más cuidado los sensores de presión, y (b) utilizar un algoritmo más robusto para procesar los datos del método de Gibson.

Prueba	Gasto ($L s^{-1}$) obtenido con el medidor de referencia (electromagnético)	Gasto ($L s^{-1}$) estimado con el método de Gibson (2 ^{da} variante)	Error relativo (%)
1	4.3	2.3	- 47 %
2	9.5	7.8	- 18 %
3	13.8	12.2	- 12 %
4	13.8	12.4	- 10 %

**Cuadro 5.1. Síntesis de las pruebas realizadas.
(Agosto 2009)**

6. PROPUESTA PARA INSTRUMENTAR UNA PRESA

6.1. Selección de sensores para medir la presión

6.1.1. Requisitos generales para elegir los sensores

Para poder implementar el método de Gibson en una Central Hidroeléctrica, se requiere de una cadena de medición capaz de registrar transitorios de presión con las siguientes características:

- Sistema preciso y con tiempo de respuesta corto
 - Buena linealidad y repetibilidad
 - Buena sensibilidad
 - Tiempo de respuesta corto (lo cual implica un sistema fácil de "purgar")
 - Sistema que puede calibrarse en sitio (con posibilidad de darle "trazabilidad")
 - Buena estabilidad (a pesar de que se calibra el sistema antes de cada prueba)
- Sistema para uso en una Central Hidroeléctrica
 - Compatible con el agua (que puede causar problemas de incrustación y/o corrosión)
 - Sistema que perturba poco el flujo de agua (*a priori*, longitud inferior a 5 cm)
 - Sistema con una señal de salida "amplificada" (por ejemplo: tipo "4-20 mA")
 - Sistema de tipo "industrial", que aguante choques accidentales y vibraciones
 - Sistema con redundancia de los sensores y/o que puede repararse fácilmente

6.1.2. Requisitos generales para elegir los sensores

Para monitorear los transitorios de presión en una tubería, pueden considerarse varias opciones metrológicas:

- *Manómetro de líquido* (mercurio o agua) → Es una solución tradicional y económica (la cual ha sido originalmente usada por Gibson, y sigue siendo mencionada en la norma IEC 60041, 1991). Sin embargo, no es fácil adquirir datos en forma automática con esta opción; además, se tendrán problemas prácticos si se pretende instrumentar una tubería embebida en concreto.

- *Transductor de presión* (absoluto o diferencial) → Esta opción (mencionada en la norma IEC 60041, 1991) es probablemente la mejor, por los siguientes motivos: existen en el mercado sensores de presión relativamente precisos y con corto tiempo de respuesta, dichos sensores se pueden instalar bastante fácilmente dentro de una tubería, y la adquisición automática de datos con estos sensores es muy sencilla. Ahora bien, el problema es encontrar sensores de presión que cumplen con los requisitos del inciso anterior; además, como los sensores de presión tendrán que estar en contacto con el agua, *siempre* existirá el riesgo de que se presenten problemas de corrosión y/o incrustación.
- *Membranas (o fibras ópticas) sensibles a la presión* → Con esta opción, se podría revestir la pared de un tubo sin alterar el flujo; además, quizás se tendrían menos problemas de corrosión y/o incrustación. Sin embargo, se trata de tecnologías emergentes: todavía son poco precisas en la práctica.

6.1.3. Selección de un sensor para medir la presión

Considerando que una cadena de medición con transductores de presión es la alternativa actualmente más viable, pueden considerarse dos casos:

- *Transductor de presión diferencial* → Con esta opción, se puede implementar la primera variante del método de Gibson. *En teoría*, es la solución ideal: de hecho, el método de Gibson consiste fundamentalmente en medir una diferencia de presión entre dos puntos; además, se puede elegir un transductor más preciso, porque la diferencia de presión es menor a la presión absoluta. Sin embargo, cuando se pretende usar un transductor de presión diferencial en una Central Hidroeléctrica, surgen varios problemas prácticos: deben usarse conectores, los cuales pueden crear retrasos y/o amortiguamiento en la transmisión de la presión (sobre todo, si son mal purgados); además, resulta complicado calibrar un sensor de presión diferencial en sitio.⁽⁹⁰⁾

⁽⁹⁰⁾ Los resultados obtenidos en el laboratorio por Jonsson *et al.* (2008) son consistentes con la idea de que no conviene utilizar una tubería demasiado larga para conectar un transductor de presión a una toma de presión; por lo contrario, pueden presentarse fenómenos de amortiguamiento y de retardo en los transitorios de presión.

- *Transductores de presión absolutos* → Con esta opción, se pueden implementar las segunda y tercera variantes del método de Gibson. La principal ventaja, es que no se requiere usar conectores, si la membrana sensible de los transductores esta directamente en contacto con el agua (por lo tanto, ya no se tienen problemas de purga, y se minimiza el tiempo de respuesta de la cadena de medición).⁽⁹¹⁾ Sin embargo -y tal como se verá a continuación- puede ser difícil conseguir transductores de presión absolutos suficientemente precisos.

Para poder implementar el método de Gibson en una Central Hidroeléctrica, la mejor alternativa consiste *a priori* en utilizar transductores de presión absolutos; esta consideración es sobre todo valida cuando la tubería por instrumentarse esta embebida en concreto.

6.2. Forma de instalar transductores de presión absolutos en una tubería

6.2.1. Consideraciones generales

Para implementar el método de Gibson en una Central Hidroeléctrica cuya tubería se encuentra embebida, se propone el siguiente diseño (véase: Ilustraciones 6.1 - 6.5):

- *Transductores "intrusivos" para monitorear los transitorios de presión* → Se consideran transductores de presión absolutos y con membrana expuesta, los cuales serán montados sobre una placa (Ilustración 6.3).⁽⁹²⁾ Con esta propuesta, *no* se tendran problemas de purga de los transductores (por lo cual, se minimizaran los problemas de tiempo de respuesta).⁽⁹³⁾ Sin embargo, *no* se podran revisar -y eventualmente cambiar- los transductores mientras la tubería contiene agua; en este caso, conviene prever una "redundancia" de los transductores de presión en cada sitio de medición.⁽⁹⁴⁾

⁽⁹¹⁾ Véase el sistema propuesto por Jansson & Cervantes (2007), que solo es un prototipo.

⁽⁹²⁾ El diseño de las placas esta basado en la propuesta de Adamkowski y sus colegas (Adamkowski *et al.*, 2006; Urquizia *et al.*, 2007).

⁽⁹³⁾ De todos modos, se puede considerar una "función de transferencia" de cada transductor de presión: $k / (T_c s + 1)$, donde k es la "ganancia", T_c es la "constante de tiempo" y s es la transformada de Laplace (véase: Adamkowski & Janicki, 2008).

⁽⁹⁴⁾ De todos modos, la norma IEC 60041 (1991) propone -por otros motivos- que se instalen 2 o 4 sensores de presión por cada sitio de medición.

- *Transductor "extrusivo" para poder realizar calibraciones en sitio* → Se considera un transductor de presión absoluto que puede montarse fácilmente sobre la tubería de la Central Hidroeléctrica (Ilustración 6.5). Con este transductor se podrá calibrar los otros antes o después de una prueba de Gibson (en particular, cuando se determina el "gasto de fuga" por medio de la técnica descrita en el Cuadro 2.2).⁽⁹⁵⁾ Para saber con mayor precisión cual es la presión a altura de cada sitio de medición, se recomienda instalar unos tubos, tal como se indica en las Ilustraciones 6.2 - 6.4.

6.2.2. Posibles variantes en el diseño

Para implementar el método de Gibson en una Central Hidroeléctrica cuya tubería se encuentra embebida, se propone el siguiente diseño (véase: Ilustraciones 6.1 - 6.5):

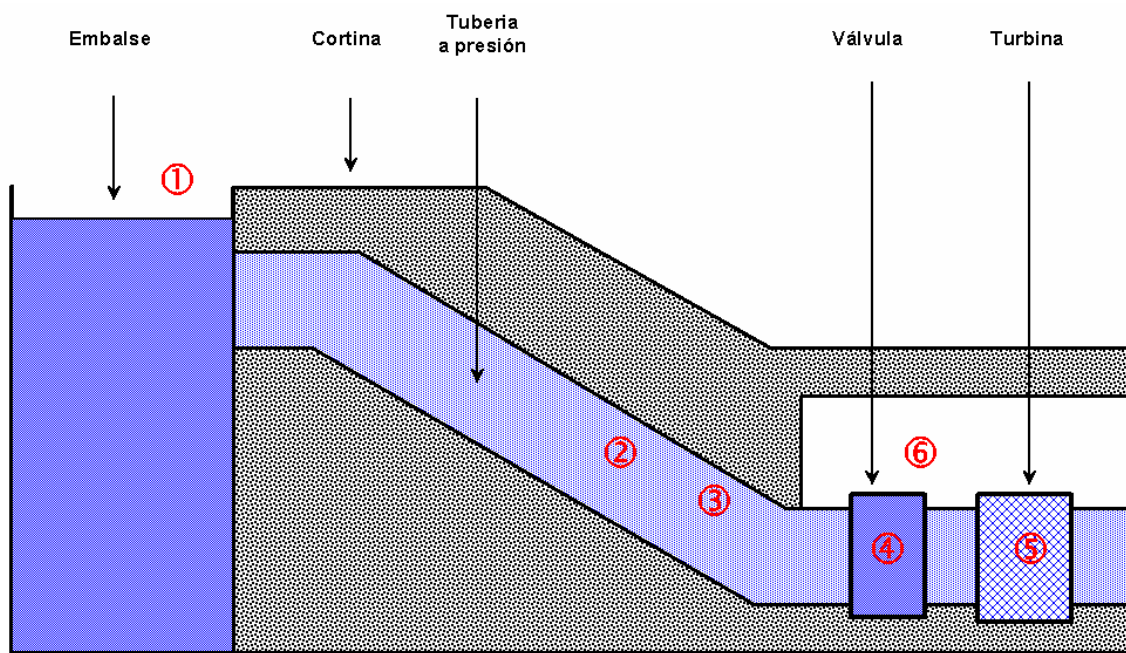
- *Utilizar menos transductores "intrusivos"* → En la norma IEC 60041 (1991), se considera que deben instalarse 4 sensores de presión por sitio de medición (cuando el diámetro de la tubería es mayor a 4 m); sin embargo, se hace esta recomendación con el propósito de poder verificar la uniformidad de la presión en las distintas secciones de tubería. Al respecto, nos parece que se trata de una recomendación bastante empírica (de hecho, no se puede verificar más que la uniformidad de la presión *en las paredes* de la tubería); también es una recomendación ambigua, porque la norma IEC 60041 (1991) acepta que se conecte un solo sensor de presión por sitio de medición, siempre y cuando esta conectado al mismo tiempo a 4 orificios hechos en la tubería !

Por lo anterior, quizás se podrían instalar menos transductores de presión por sitio de medición (por ejemplo, solamente dos sensores), mientras se verifica que se colocan en sitios donde la distribución de presión es *a priori* bastante uniforme (lo cual se podría verificar mediante simulación de tipo CFD).⁽⁹⁶⁾

- *Ahorrar tubería* → La tubería que se propone instalar (véase: Ilustraciones 6.2 y 6.4) no será necesaria, si solo se pretende calibrar los sensores de presión en condiciones (casi-) estacionarias, y se sabe con exactitud a que elevación estos sensores han sido colocados dentro de la Central Hidroeléctrica.

⁽⁹⁵⁾ El mismo transductor podrá llevarse a un laboratorio para darle "trazabilidad".

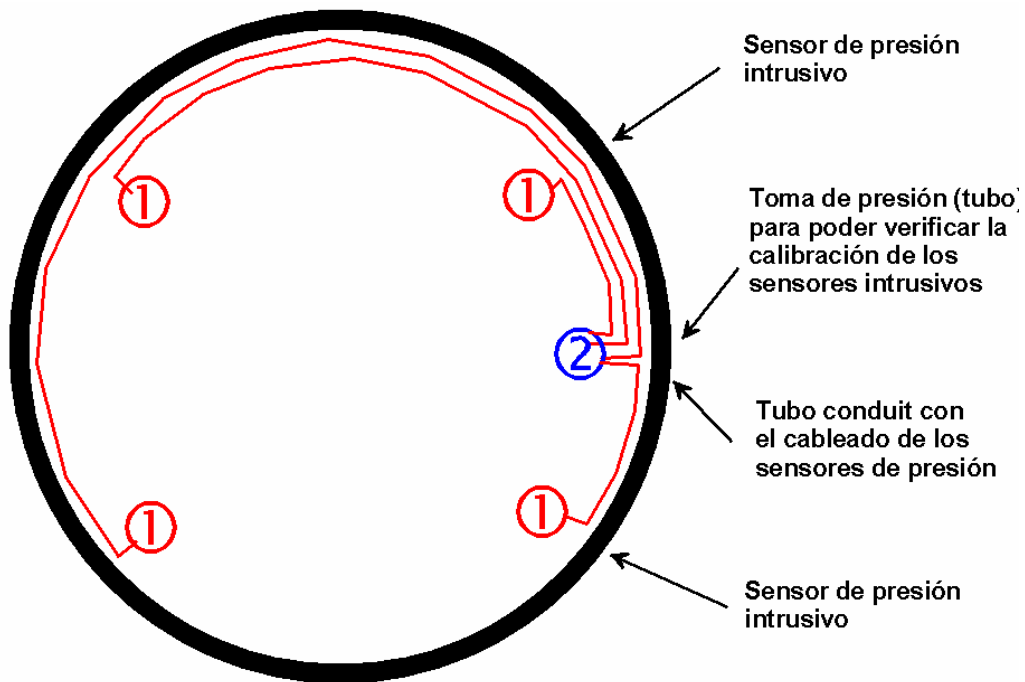
⁽⁹⁶⁾ Se tiene un problema similar, cuando se pretende instalar sensores ultrasónicos de Tiempo de Travesía: la norma IEC 60041 (1991) recomienda instalar 4 pares de sensores "cruzados" (es decir: 16 sensores en total), supuestamente para tomar en cuenta las eventuales asimetrías del flujo; pero esta recomendación es bastante empírica, porque *no* todas las asimetrías del flujo pueden ser canceladas por un para de sensores "cruzado"...



CORTE LONGITUDINAL

Ilustración 6.1. Esquema de una Central Hidroeléctrica y sitios considerados para implementar el método de Gibson (segunda variante, con sensores de presión absolutos).

- (1) Sitio para medir el tirante en el embalse
- (2) Primer sitio para monitorear transitorios de presión
- (3) Segundo sitio para monitorear transitorios de presión
- (4) Parte de la tubería que puede perforarse para pasar cables eléctricos y tubos
- (5) Sitio donde se puede implementar el método de Winter-Kennedy
- (6) Sitio desde el cual se pueden verificar los sensores y adquirir datos.

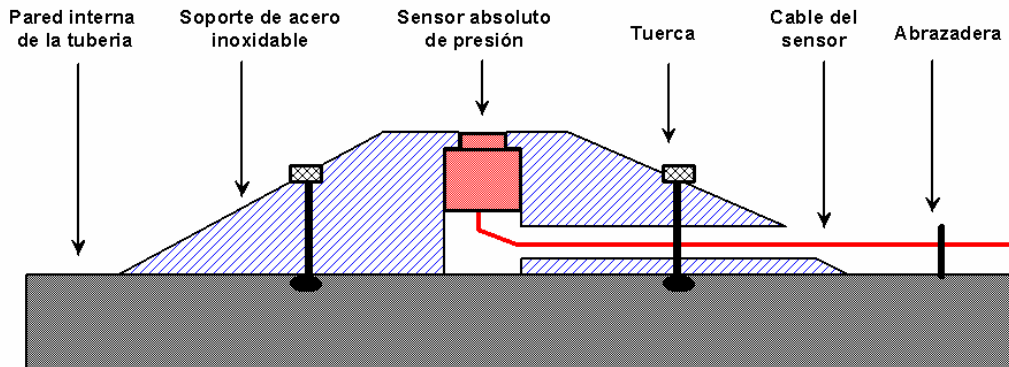


CORTE TRANSVERSAL A ALTURA DE LOS DOS SITIOS PARA IMPLEMENTAR EL MÉTODO DE GIBSON

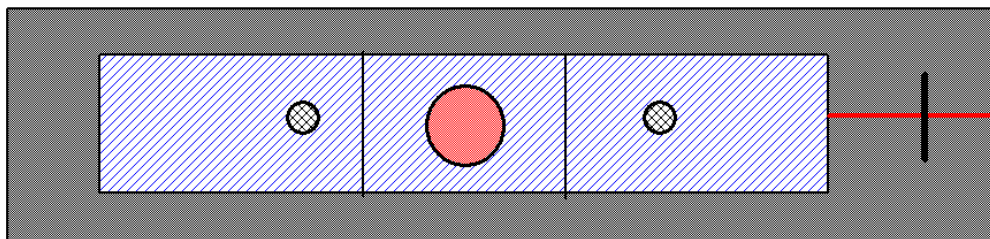
Ilustración 6.2. Ubicación de los sensores y del cableado a altura de un sitio para monitorear transitorios de presión.

Los cables eléctricos de los sensores de presión (1) están dentro de tubo conduit, el cual se sujeta a la pared de la tubería por medio de pequeños ángulos soldados.

Estos cables eléctricos se juntan a altura de un elemento (2), que sirve también para tomar la presión en condiciones hidroestáticas.



CORTE TRANSVERSAL



VISTA DESDE ARRIBA

Ilustración 6.3. Esquema para la instalación de un sensor de presión intrusivo dentro de una tubería.

El soporte para cada sensor de presión tiene un bisel que le da una forma hidrodinámica; su altura es menor a ≈ 8 cm. Esta sujeta a la pared interna de la tubería por medio de dos varillas soldadas con tuerca.

El sensor de presión puede atornillarse dentro del soporte, de tal forma que su parte sensible ("membrana") está directamente en contacto con el agua.

El cableado eléctrico del sensor de presión sale por medio de un tubo conduit, que está sujeto a la pared de la tubería por medio de pequeños ángulos soldados.

Se rellenan la parte hueca del soporte con un sellador, para evitar que el agua a presión entre en el tubo conduit que conduce el cableado eléctrico.

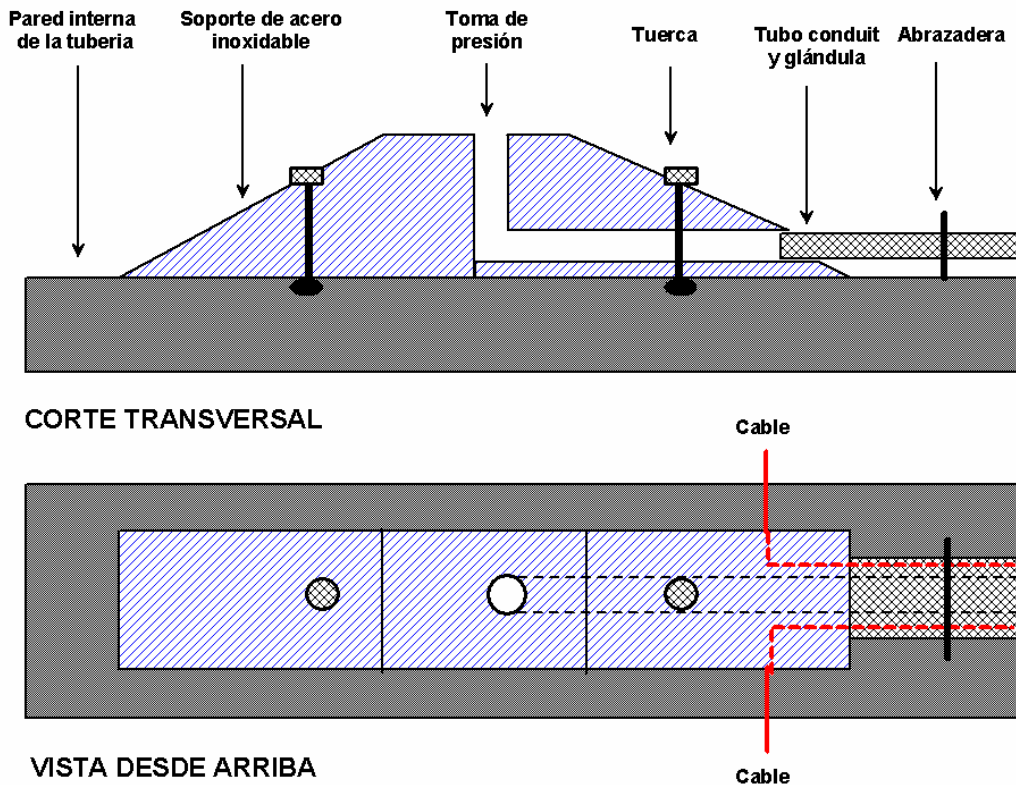


Ilustración 6.4. Esquema para la instalación de una toma de presión y un tubo conduit para cables eléctricos dentro de una tubería.

La toma de presión es una perforación con un diámetro de 8 mm
(véase: recomendaciones de la norma IEC 60041, 1991)

Los cables eléctricos de los sensores de presión instalados en una misma sección de tubería se juntan a altura de la toma de presión.

Un tubo conduit más grande sale de la pieza que sirve para la toma de presión; este tubo conduit aloja el tubo (¿cobre ?) que se conectará a un sensor de presión extrusivo, así como los cables eléctricos de los sensores de presión.

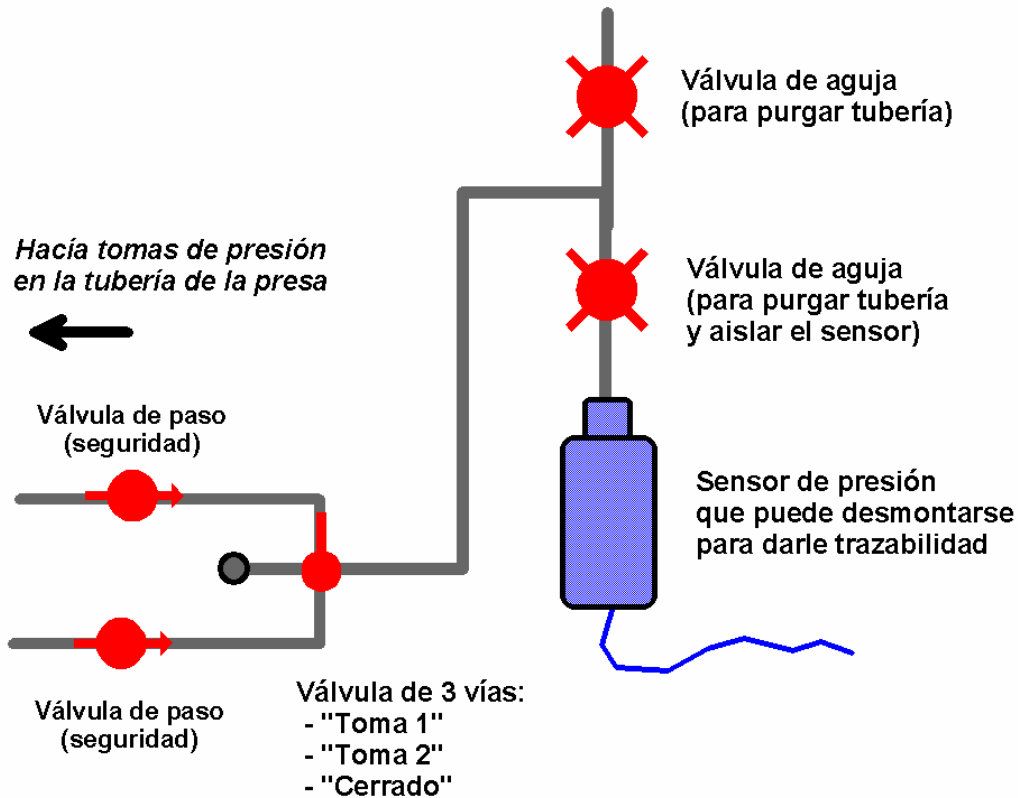


Ilustración 6.5. Esquema del tablero donde se conectará el sensor de presión extrusivo que permite verificar los sensores intrusivos.

El sensor de presión extrusivo solo sirve cuando se tiene una condición (casi-) hidrostática en la tubería; en este caso, no se requiere de un sistema con tiempo de respuesta corto, sino de un sistema preciso y que puede tener trazabilidad.

A priori, no será difícil construir un tablero que aguante presiones mayores a ≈ 60 bars (véase: conectores de las marcas "Swagelok" o "Parker"). Se recomienda instalar válvulas de aguja sobre la línea de purga, para evitar que salga un chorro importante de agua a presión.

6.3. Búsqueda de un sensor comercial

6.3.1. Revisión preliminar de la literatura

Varios autores insisten en la importancia de elegir un sensor de presión adecuado (junto con sus accesorios: conectores y sistema de adquisición de datos), cuando se pretende implementar el método de Gibson. En particular, se mencionan los siguientes criterios de selección de la cadena de medición:

- *Facilidad de purgar el sensor de presión y sus conectores* → Muccia & Rosnati (1996) insisten en la importancia de elegir un transductor de presión adecuado, el cual puede purgarse cuidadosamente.
- *Sensibilidad del sensor de presión a las vibraciones* → Por un lado, Mesplou & Tricca (2000) consideran tres transductores de presión con distintas "bandas pasantes" (5, 100 y 1,000 Hz), y llegan a la conclusión que el transductor con la banda pasante de 100 Hz da los mejores resultados (modelo "EFFA-G63" de la marca Sedeme). Por otro lado, Muccia & Rosnati (1996) recomiendan que la frecuencia de la cadena de medición sea por lo menos 10 veces mayor a la máxima frecuencia en los transitorios de presión observados.
- *Frecuencia de muestreo* → Muccia & Rosnati (1996) recomiendan que la frecuencia de muestreo siempre sea mayor a 50 Hz, cuando se aplica el método de Gibson; estos mismos autores tomaron muestras con una frecuencia de 250 Hz. Dahlaug *et al.* (2006) tomaron muestras con una frecuencia de 150 Hz.

Sin embargo, en la literatura se encuentran *pocos detalles* sobre los sensores de presión usados (véase Cuadro 6.1):

- *Tipo de sensor y rango*: por lo general, se utilizaron sensores diferenciales con un rango de $\approx \pm 10$ mca (primera variante del método de Gibson) y sensores absolutos con un rango de ≈ 100 mca (segunda y tercera variantes del método).

- *Colocación del sensor de presión:* casi siempre se utilizaron sensores de presión que no tienen una membrana expuesta, y que son demasiado grandes para poder alojarse dentro de una tubería (sensores de las marcas Druck, Honeywell, Rosemount). Sin embargo, Adamkowski *et al.* (2008) instalaron un sensor de presión absoluto dentro de la tubería, aunque el sensor no tenía una membrana expuesta. Finalmente, Jansson & Cervantes (2007) proponen colocar dentro de las tuberías transductores de presión pequeños (tipo "MEMS") y con membrana expuesta; sin embargo, solo se trata de una propuesta. ⁽⁹⁷⁾ ⁽⁹⁸⁾
- *Señal de salida del sensor:* todos los autores que reportan estudios de campo utilizaron transmisores (es decir, con una salida de tipo "4-20 mA").

En la literatura sobre el método de Gibson, se reconoce la importancia de elegir adecuadamente un sensor de presión (junto con sus accesorios: conectores y sistema de adquisición de datos). Sin embargo, en esta misma literatura se proporcionan *pocos detalles* sobre las cadenas de medición usadas.

Además, la mayoría de los autores reportan el uso de sensores de presión que no vienen con una membrana expuesta y que son demasiado grandes para poder alojarse dentro de una tubería. Son pocos los autores (Muciaccia & Rosnati, 1996; Urquiza *et al.*, 2007; Jansson & Cervantes, 2007) que han considerado la posibilidad de utilizar sensores de presión con membrana expuesta y que pueden alojarse dentro de una tubería; [en este contexto, parece que solamente Adamkowski y sus colegas \(Urquiza *et al.*, 2007\) han intentado implementar el método de Gibson en una tubería embebida en concreto.](#)

⁽⁹⁷⁾ Sin embargo, estos autores proponen utilizar un transductor tipo "MEMS", es decir un sensor *a priori* frágil y con una señal de salida no amplificada (tipo "0-100 mV").

⁽⁹⁸⁾ Muciaccia & Rosnati (1996) también proponen usar sensores con membrana expuesta, para no tener dudas en cuanto al comportamiento de los tubos que comúnmente se usan como tomas de presión (*cf.* su elasticidad y presencia de aire atrapado). Aunque debe reconocerse que estos mismos autores también muestran experimentalmente que se pueden tener resultados satisfactorios cuando se utilizan conectores de "acero", "hule reesforzado" y "Rislan 12/8" (con una longitud de hasta 10 m).

Cuadro 6.1. Sensores de presión usados por autores que han trabajado con el método de Gibson.

Autor(es)	Tipo de estudio	Rango (mca)	Señal de salida	Colocación	Modelo (marca)
SENSORES DE PRESIÓN DIFERENCIALES					
Pandey <i>et al.</i> (2006)	L	≥ 2	X	E	- (Druck)
Bortoni (2008)	C	≥ 1.5	I	E ⁽⁹⁹⁾	- (-)
Mesplou & Tricca (2000)	T	5	X	E	EFFA-G63 (Sedeme) ⁽¹⁰⁰⁾
Jonsson <i>et al.</i> (2008) Ramdal <i>et al.</i> (2009)	L	± 5	X	E	FP-2000/FDW (Honeywell)
Lovgren <i>et al.</i> (2004)	L	± 10	X	E	PDCR-4170 (Druck)
Mucciaccia & Rosnati (1996)	C	100 (sic)	I	E	Smart HW-ST-3000 (Honeywell)
Steller <i>et al.</i> (2008)	C	≥ 1	I	I	LPX-9381 (Druck)
Urquiza <i>et al.</i> (2007)	C	12	I	E	- (-) ⁽¹⁰¹⁾
SENSORES DE PRESIÓN ABSOLUTOS					
Dahlaug <i>et al.</i> (2006)	C	-	I	E	PTX-610 (Druck)
Jonsson <i>et al.</i> (2008) Ramdal <i>et al.</i> (2009)	L	50	X	E	PTX-1830 (Druck)
Urquiza <i>et al.</i> (2007)	C	≈ 150	I	E	- (-)
Adamkowski <i>et al.</i> (2008)	C	≈ 150	I	I	- (-)
Jansson & Cervantes (2007)	T	70	X	I Flush	Prototipo de MEMS (Unisensor)

Estudio: T = Teórico, L = Laboratorio, C = Campo
 Señal de salida: X = Transductor ("0-100 mV"), I = Transmisor ("4-20 mA")
 Colocación: E = Extrusivo, I = Intrusivo

⁽⁹⁹⁾ Solo se presentan dos ejemplos de aplicación para tuberías no embebidas.

⁽¹⁰⁰⁾ Se recomienda el uso de este transductor, sobre todo porque es poco sensible a las vibraciones. Ahora bien, no se encuentra un sitio *Internet* donde se presenta la marca "Sédeme" (probablemente se trata de una marca francesa -ya que esta citada en algunas publicaciones en este idioma- que ya no existe o que ha sido comprada por otro grupo).

⁽¹⁰¹⁾ Se habla de un sensor modelo "1151" (marca Rosemount) en Adamkowski & Janicki (2008).

6.3.2. Metodología de búsqueda

Por lo anterior, se busco en *Internet* un sensor de presión *disponible en el mercado*, usando las siguientes palabras clave:

- Forma del transductor → *Flush (mount)*
- Tipo de transductor → *Absolute pressure*
- Señal de salida → *Transmitter (4-20 mA)*
- Tiempo de respuesta → *Fast (response time)*

Se encontraron así diversos sitios de proveedores y fabricantes de sensores de presión (véase Anexo [E]). Los criterios de selección de sus transductores fueron los siguientes:⁽¹⁰²⁾

- Forma del sensor: Con membrana expuesta ("*flush mount*")
- Tipo de sensor: Barométrico
- Longitud del sensor: < 5 cm
- Exactitud del sensor: < 0.2 % EM [TEB] ($p = 0.95$)⁽¹⁰³⁾
- Señal de salida: Transmisor ("4-20 mA") o señal de voltaje amplificada (> 5 V)
- Robustez del sensor: Para "uso rudo" (es decir, que no sea de tipo "MEMS")

⁽¹⁰²⁾ Dentro de los criterios que no se tomaron en cuenta durante la búsqueda, pero que tendrán que considerarse después, deben mencionarse los siguientes: tiempo de respuesta, sensibilidad a las vibraciones, sensibilidad a la temperatura, estabilidad a largo plazo, costo...

⁽¹⁰³⁾ TEB = "*Total Error Band*", la cual incluye los errores de no-linealidad, histéresis y efectos térmicos. Cuando las especificaciones de un sensor eran dadas en BFSL = "*Best Fit Straight Line*", se agrego el error debido a los efectos térmicos considerando: $\Delta T = 10$ °C.

6.3.3. Sensores de presión encontrados

No ha sido fácil encontrar sensores de presión comerciales con una membrana expuesta, que sea suficientemente preciso, robusto, pequeño y con una señal de salida compatible con cables cuya longitud puede alcanzar decenas de metros. Finalmente se encontraron las siguientes opciones (véase Anexo [E]):

- Modelos "ETL-761-190" y "ETL-200-375" de la marca Kulite (USA): según las especificaciones del fabricante, se trata de la mejor opción. Cabe mencionar que el fabricante construye sensores de presión para aplicaciones de tipo automotriz.
- Modelo "4005 B" de la marca Kistler (USA): este sensor podría ser una alternativa; sin embargo, la señal de salida de los transductores de la marca Kistler es de tipo "0-100 mV", y en este caso, deben comprarse cables eléctricos especiales y sistemas de amplificación de la señal eléctrica (lo cual puede ser bastante costoso). Cabe mencionar que el fabricante construye sensores de presión para aplicaciones de tipo balística.
- Modelo "9LX" de la marca Keller (USA): este sensor podría ser otra alternativa; sin embargo, este transductor parece ser de tipo "MEMS", y por lo tanto, puede ser demasiado frágil para poder usarse en una Central Hidroeléctrica; convendría preguntar al fabricante su opinión al respecto.
- Modelo "2000 A" de la marca Paroscientific (USA): este sensor podría ser otra alternativa; sin embargo, no queda claro si existe una versión con membrana expuesta; convendría preguntar al fabricante su opinión al respecto. Cabe mencionar que el fabricante tiene la fama de producir sensores muy costosos, pero también muy precisos.
- Modelo "Series PFS 980" de la marca Futek (USA): sin embargo, el fabricante es poco conocido en el mercado.
- Modelo "BT-PT-100-FS" de la marca Broil Tech (India): sin embargo, el fabricante es poco conocido en el mercado.

El modelo "ETL-761-190" de la marca Kulite (USA) parece ser la mejor opción para la propuesta que se presenta en este documento:⁽¹⁰⁴⁾

- *Linealidad*: según el fabricante, es " ± 0.1 % BFSL (Typ.), ± 0.5 % BFSL (Max.)". Esto es un poco más de lo recomendado por la IEC (1991); por lo tanto, convendría preguntar al fabricante si puede suministrar sensores más lineales (por ejemplo, " ± 0.05 % BFSL").
- *Sensibilidad a la temperatura*: según el fabricante, es " ± 1 % FS / 100 °F (Typ.)". Esto es del orden de ± 0.2 % FS por un rango de 10 °C. Convendría preguntar al fabricante si puede suministrar sensores de presión más estables en función de la temperatura.
- *Estabilidad a largo plazo*: el fabricante *no* proporciona datos al respecto. Si el sensor resulta poco estable a largo plazo, se tendrá que calibrarlo a cada vez que se hace una prueba de Gibson.
- *Tiempo de respuesta*: el fabricante *no* proporciona datos al respecto. Sin embargo, el diseño del sensor (es decir, su pequeño tamaño y su membrana expuesta) sugiere que tiene un tiempo de respuesta muy corto.
- *Sensibilidad a las vibraciones*: el fabricante proporciona datos al respecto (*queda pendiente analizarlos*).
- *Costo*: la marca Kulite no cuenta con un proveedor en México (*queda pendiente conseguir una cotización*).

⁽¹⁰⁴⁾ Según un ingeniero de la empresa (Scott Merinda, email: scottm@kulite.com, Tel.: [001] 201.461.0900), se puede proporcionar un sensor de presión con una exactitud de ± 0.35 % FS TEB [*máximo*] (esto se logra por medio de un microprocesador que toma en cuenta la sensibilidad del sensor a la temperatura), con una señal de salida amplificada ("0 - 5 V") y una membrana en acero inoxidable (de hecho, la membrana del modelo estándar esta hecha de Kovar, y esta aleación tiende en oxidarse). En este caso, la longitud del sensor será un poco mayor (*todavía no se sabe de cuanto*); y queda pendiente saber el *costo* del sensor.



MINIATURE 4-20mA OUTPUT IS® PRESSURE TRANSDUCER

ETL-76I-190 (M) SERIES

- 4-20mA Output
 - Robust Construction
 - Patented Leadless Technology
 - Ultra Miniature Amplified Version
 - Intrinsically Safe Patented Leadless Technology
- Applications Available (i.e. IS-ETL-76I-190)



The ETL-76 Series is one of the smallest amplified transducers currently available. It incorporates the latest pressure sensing technology – Kulite's dielectrically isolated, silicon on silicon, patented leadless sensing element, which enables this device to be used in harsh environments. The ETL-76I provides a compact device, enabling savings in both weight and space.



INPUT	0.35	1.0	1.7	3.5	7	17	35	70	140	210 BAR
Pressure Range	5	15	25	50	100	250	500	1000	2000	3000 PSI
Operational Mode	Absolute, Sealed Gage									
Over Pressure	2 Times Rated Pressure to a Maximum of 5000 PSI (350 BAR)									
Burst Pressure	3 Times Rated Pressure to a Maximum of 5000 PSI (350 BAR)									
Pressure Media	All Nonconductive, Noncorrosive Liquids or Gases (Most Conductive Liquids and Gases - Please Consult Factory)									
Rated Electrical Excitation	12 ± 4 VDC or 28 ± 4 VDC									
OUTPUT										
Loop Resistance	250 Ohms at Rated Excitation (Other Inputs Available At No Additional Cost - Consult Factory For Details)									
Output	4 - 20mA									
Combined Non-Linearity, Hysteresis and Repeatability	± 0.1% BFSL (Typ.), ± 0.5% BFSL (Max.)									
Bandwidth (-3dB)	DC to 750 Hz									
Resolution	Infinitesimal									
Acceleration Sensitivity % FS/g										
Perpendicular	1.5x10 ³	7.0x10 ⁻⁴	3.0x10 ⁴	1.5x10 ⁻⁴	1.0x10 ⁻⁴	5.0x10 ⁻⁵	3.0x10 ⁻⁵	2.0x10 ⁻⁵	1.5x10 ⁻⁵	1.0x10 ⁻⁵
Transverse	2.2x10 ⁻⁴	9.0x10 ⁻⁵	6.0x10 ⁻⁵	3.0x10 ⁻⁵	2.0x10 ⁻⁵	1.0x10 ⁻⁵	6.0x10 ⁻⁶	4.0x10 ⁻⁶	3.0x10 ⁻⁶	2.0x10 ⁻⁶
Insulation Resistance	100 Megohm Min. @ 50 VDC									
ENVIRONMENTAL										
Operating Temperature Range	-65°F to +250°F (-55°C to +120°C) (Max.)									
Compensated Temperature Range	-40°F to +212°F (-40°C to +100°C)									
Thermal Zero Shift	± 1% FS/100°F (Typ.)									
Thermal Sensitivity Shift	± 1% FS/100°F (Typ.)									
Linear Vibration	50g Peak, Sine 10 to 2000 Hz									
Humidity	100% Relative Humidity									
Mechanical Shock	100g half Sine Wave 1 msec. Duration									
PHYSICAL										
Electrical Connection	2 Conductor 26 AWG Shielded Viton Cable 1 Meter Long									
Weight	10 Grams Excluding Cable									
Pressure Sensing Principle	Fully Active Four Arm Wheatstone Bridge Dielectrically Isolated Silicon on Silicon Patented Leadless Technology									
Mounting Torque	15 Inch-Pounds (Max.)									

Note: Custom pressure ranges, accuracies and mechanical configurations available.

Continuous development and refinement of our products may result in specification changes without notice - all dimensions nominal (A)

KULITE SEMICONDUCTOR PRODUCTS, INC. • One Willow Tree Road • Leonia, New Jersey 07605 • Tel: 201 461-0900 • Fax: 201 461-0990 • <http://www.kulite.com>

6.4. Comentarios finales

6.4.1. Otros accesorios

Junto con los transductores de presión que se mencionan en el inciso anterior, se requieren de los siguientes accesorios para poder implementar el método de Gibson:

- Sistema de adquisición de datos: [puede ser un datalogger de la marca National Instruments](#) (con un convertidor "Analógico/Digital" de 16 bits y un tiempo de respuesta del orden de 1 ms).

Nota: Jonsson *et al.* (2008) utilizaron una tarjeta de adquisición de datos modelo "NI-6221" de la marca National Instruments, con una interfase de tipo "PCI".

Nota: Muccia & Rosnati (1996) utilizaron una tarjeta de adquisición de datos modelo "AT-MIO-16" (con 16 canales y una resolución de 16 bits) de la marca National Instruments, reportando una frecuencia de muestreo de 250 Hz.

Nota: Lovgren *et al.* (2004) utilizaron una tarjeta de adquisición de datos modelo "NI-4472" (con 8 canales y una resolución de 24 bits) junto con una interfase de tipo "PXI-1010" de la marca National Instruments, reportando una frecuencia de muestreo de 250 Hz.

Nota: Mesplou (2000) concluye que un sistema de adquisición de datos con una frecuencia de muestreo de 200 Hz sin filtro analógico da resultados similares a otro sistema de adquisición de datos con una frecuencia de muestreo de 1280 Hz y un filtro analógico con un ancho de banda de 500 Hz.

- Sensor de presión absoluto para calibrar los demás: puede ser el transductor modelo "[PMP-4000](#)" o el calibrador modelo "[DPI 605](#)" de la marca Druck.
- [Sensor de presión diferencial para implementar el método de Winter-Kennedy: pendiente...](#)

Nota: Urquiza *et al.* (2007) utilizan un sensor de presión diferencial con una Escala de Medición de 12 mca.

6.4.2. Conclusión sobre la instrumentación

Se hace una propuesta para instrumentar la tubería de una Central Hidroeléctrica con el método de Gibson. A diferencia de lo que se menciona comúnmente en la literatura, dicha propuesta tiene las siguientes características:

- *Principal ventaja:* se propone instalar sensores de presión absolutos y con membrana expuesta dentro de la tubería; de esta manera, se espera poder monitorear los transitorios de presión con un tiempo de respuesta corto y sin tener que purgar los sensores.
- *Mayor desventaja:* se necesitaran *a priori* sensores de presión muy precisos para poder monitorear los transitorios de presión.

No ha sido fácil encontrar un sensor de presión comercial que sea compatible con la propuesta anterior:

- La mejor opción parece ser el modelo "ETL-761-190" de la marca Kulite (USA). En este caso, convendría preguntar al fabricante si puede suministrar sensores más precisos que los mencionados en sus especificaciones técnicas.
- Antes de decidirse, convendría consultar también los siguientes fabricantes: Kistler (USA), Keller (USA), Paroscientific (USA), e inclusive Futek (USA) o Broil Tech (India).

7. RESUMEN

Los principios teóricos sobre los cuales el método de Gibson está basado son sencillos. Sin embargo, el método no parece fácil de aplicar porque implica muchas condiciones y se puede tener dificultades para los cálculos de pérdidas de presión por fricción o de gasto de fuga.

El propósito de nuestro estudio era de entender la teoría del método de Gibson, de probarla y de comparar las diferentes variantes del método. Por falta de tiempo, solo se hicieron 4 pruebas preliminares con 3 gastos diferentes. Nuestros resultados preliminares son coherentes pero menos precisos de lo esperado. Se podría comparar los resultados obtenidos con la tercera variante.

Sin embargo, habría que seguir con más pruebas, con un tratamiento de los datos más elaborado, una calibración de los sensores más precisa para concluir sobre la validez del método y sus aplicaciones.

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abreu J.M., Cabrera E., Iglesias P.L., Izquierdo J. 1995. El golpe de ariete en tuberías de impulsión: comentarios a las expresiones de Mendiluce. *Ingeniería del Agua* **2**: 37-52.
- Adamkowski A., Janicki W. 2008. The analysis of the effect exerted by the differential pressure transducer and the impulse piping on the accuracy of the Gibson method discharge measurement. **ZDMHE** [Slovenian Small Hydropower Association] (ed.), "*Hydroenergija 2008*" (June 12-13, 2008), Ljubljana, Slovenia. [<http://www.zdmhe.si/en/hydroenergija2008/>]
- Adamkowski A., Krzemianowski Z., Janicki W. 2008. Flow rate measurement using the pressure-time method in a hydropower plant curved penstock. **IGHEM** / Staubli T. & Muciaccia F. (ed.), *7th International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements* (September 3-6, 2008), Milano, Italia. [<http://www.ighem.org/>]
- Adamkowski A., Janicki W., Kubiak J., Urquiza G., Sierra F., Fernández J.M. 2006. Water turbine efficiency measurements using the Gibson method based on special instrumentation installed inside pipelines. **IGHEM** / Walsh J. (ed.), *6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements* (July 30 - August 1, 2006), Portland, Oregon, USA. [<http://www.ighem.org/>]
- Allievi L. 1902. General theory of the variable flow of water in pressure conduits. *Annali della Società degli Ingegneri di Architetti Italiani* [English translation by: Halmos H.E. 1925. Riccardo Garoni (ed.), Roma. 119 p. + Figures]
- Bergant A., Simpson A.R., Vitkovsky J.P. 2001. Developments in unsteady pipe flow friction modelling. *Journal of Hydraulic Research* **39**: 249-257.
- Bergant A., Tijsseling A.S., Vitkovsky J.P., Covas D.I.C., Simpson A.R., Lambert M.F. 2008a. Parameters affecting water - hammer wave attenuation, shape and timing - Part 1: Mathematical tools. *Journal of Hydraulic Research* **46**: 373 – 381.
- Bergant A., Tijsseling A.S., Vitkovsky J.P., Covas D.I.C., Simpson A.R., Lambert M.F. 2008b. Parameters affecting water - hammer wave attenuation, shape and timing - Part 2: Case studies. *Journal of Hydraulic Research* **46**: 382 – 391.
- Bortoni E.C. 2008. New developments in Gibson's method for flow measurement in hydro power plants. *Fluid Flow Measurement and Instrumentation* **19**: 385-390
- Camichel C., Eydoux D., Gariel M. 1916. Étude théorique et expérimentale des coups de bélier. *Report "Annales de la Faculté des Sciences de Toulouse (3ème Série, Tome 8)"*. Toulouse, France. 251 p.
- Campian C.V., Nedelcu D. 2007. Optimize system of the hydro units operation for the HPP Rueni. **xxxx** (ed.), *2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems* (October 24-26, 2007), Timisoara, Romania. pp. **xxxx**.

- Caron N., Arzola F. 2002. Performance measurement on refurbished turbines of 770,000 kWh at Gury hydroelectric complex. **IGHEM** / Mikhail A. (ed.), *4th International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements* (July 17-19, 2002), Toronto, Canada. [<http://www.ighem.org/>]
- Chaix B. 1996. The annular effect during a pressure time measurement [in french]. **IGHEM** / Lévesque J.M. & Mollicone S. (ed.), *1st International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements* (June 1996), Montreal, Canada. [<http://www.ighem.org/>]
- Chaudhry M.H. 1987. *Applied hydraulic transients*. Van Nostrand Reinhold Company (ed.), New York. 521 p.
- Dahlaug O.G., Nielsen T.K., Brandastro B., Francke H.H., Wiborg E.J., Hulass H. 2006. Comparison between pressure-time and thermodynamic efficiency measurement on a low head turbine. **IGHEM** / Walsh J. (ed.), *6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements* (July 30 - August 1, 2006), Portland, Oregon, USA. [<http://www.ighem.org/>]
- Ghidaoui M.S., Zhao M., McInnis D.A., Axworthy D.H. 2005. A review of water hammer theory and practice. *Applied Mechanic Reviews* **58**: 49-76.
- Gibson N.H. 1920. Pressures in penstocks caused by the gradual closing of turbine gates. *Trans. ASCE* **83**: 707-775.
- Hansen Rodríguez P., Arreguín Cortés F.I., Guerrero Angulo J.O. 2000. Ecuación universal para el cálculo de pérdidas en redes de agua potable. *En: Federación Mexicana de Ingeniería Sanitaria y Ciencias Ambientales* (ed.), México DF. *Memorias Técnicas del AIDIS (Ciencia y conciencia compromiso nacional con el medio ambiente) Tomo V*: 1 - 9.
- IEC 60041: 1991(E). Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. *International Electrotechnical Commission (IEC)*, Geneva.
- Hager W.H. 2001. Swiss contribution to water hammer theory. *J. Hydraul. Res.* **39**: 3-10.
- Hulaas H., Dahlaug O.G. 2006. Uncertainty analysis of pressure-time measurements. **IGHEM** / Walsh J. (ed.), *6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements* (July 30 - August 1, 2006), Portland, Oregon, USA. [<http://www.ighem.org/>]
- Jansson I., Cervantes M.J. 2007. A method to flush mount replaceable pressure sensor on a 9.3 MW prototype turbine of a Kaplan runner. **xxxx** (ed.), *2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems* (October 24-26, 2007), Timisoara, Romania. pp. **xxxx**.
- Jonsson P.P., Ramdal J., Cervantes M.J. 2008. Experimental investigation of the Gibson's method outside standards. **IAHR** (ed.), *IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (October 27-31, 2008), Foz do Iguassu, Brazil. [<http://www.iahrmachinery2008.com/>]
- Jonsson P.P., Cervantes M.J., Finnstrom M. 2007. Numerical investigation of the Gibson's method: effect of connecting tubing. **IAHR** (ed.), *IAHR 2nd International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems* (October 24-26, 2007), Timisoara, Romania.

- Kito F. 1953. On application of Gibson's method of measurement of flow to a power station equipped with a surge tank of special type. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers* **19**: 73-77 [[in Japanese](#)]
- Lévesque J.M., Néron J. Laforge-I comparative test. 1996. **IGHEM** / Lévesque J.M. & Mollicone S. (ed.), *1st International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements* (June 1996), Montreal, Canada. [<http://www.ighem.org/>]
- Lovgren H.M., Cervantes M.J., Finnstrom M., Gustavsson L.H. 2006. Experimental and numerical study for extension of Gibson's method. **IAHR** (ed.), *23th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (October 17-21, 2006), Yokohama, Japan.
- Marengo-Mogollón H., Óchoa-Álvarez F.J., Cortés-Cortés C. 2009. Fluctuaciones de presión en la base del pozo de oscilación del P.H. Zimapán, Hgo., con diferentes arreglos estudiados en modelo hidráulico antes las condiciones mínimas de operación. *Ingeniería. Investigación y Tecnología* **10**: 321-330.
- McGee R.G. 1984. Operation Manual: Pressure Momentum Method of Discharge Measurement. *US Army Engineer Waterways Experiment Station Vicksburg, Ms. Hydraulic Laboratory (WES)*, Final Report A518441 (May 1984). 64 p. [[Report Unavailable](#)]
- Mendiluce E. 1976. Formulas de cálculo, influencia de la velocidad, valor máximo del golpe de ariete en condiciones lentas. *Revista de Obras Públicas* **123**: 77-81.
- Mendiluce-Rosich E. 1987. Discrepancias en el cálculo del golpe de ariete. *Revista de Obras Públicas* **134**: 575-581.
- Mesplou H., Tricca O. 2000. Pressure time: influence of pressure sensor and connecting tubing. **IGHEM** / Fedler A. (ed.), *3rd International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements* (July 2000), Kempten, Germany. [<http://www.ighem.org/>]
- Muciaccia F.F., Walter R.B. 2000. Evaluation of the benefits of turbine refurbishment by means of Index Test Method: reliability of results and problems in applications. **IGHEM** / Fedler A. (ed.), *3rd International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements* (July 2000), Kempten, Germany. [<http://www.ighem.org/>]
- Muciaccia F.F., Rosnati M. 1996. Recent Applications and Problems of the Pressure Time Method. **IGHEM** / Lévesque J.M. & Mollicone S. (ed.), *1st International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements* (June 1996), Montreal, Canada. [<http://www.ighem.org/>]
- Paniagua G., Denos R. 2002. Digital compensation of pressure sensors in the time domain. *Experiments in Fluids* **32**: 417-424.
- Pandey S.V., Mangla M., Khodre N. 2006. Measurement of discharge by pressure-timemethod for field acceptance test of hydro turbine and comparison with model test result. **IGHEM** / Walsh J. (ed.), *6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements* (July 30 - August 1, 2006), Portland, Oregon, USA. [<http://www.ighem.org/>]
- Ramdal J., Jonsson P.P., Nielsen T.K., Cervantes M.J. 2009. Finding inertia time constants for bends related to a modified Gibson's method. In: "3rd **IAHR** International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems (October 14-16, 2009), Brno, Czech Republic.

- Saika M.D., Sarma A.K. 2006. Simulation of water hammer flows with unsteady friction factor. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences* **1**: 35-40.
- Steller J., Adamkowski A., Janicki W., Kielbasa W., Gruber P., Treichler H., Wójcik J. 2008. Discharge measurement by means of the pressure-time and the 8-path acoustic method in Niedzica HPP pressure tunnels. **HYDRO 2008** (Ljubljana, Slovenia, 6-8 October 2008), Paper 4.02 (11 pp. CDROM), Aqua Media International Ltd (Publ.)
- Tijsseling A.S., Anderson A. 2007. Johannes von Kries and the History of Water Hammer. *J. Hydraulic Engineering* **133**: 1-8. ⁽¹⁰⁵⁾
- Tijsseling A.S., Lambert M.F., Simpson A.R., Stephens M.L., Vitkovsky J.P., Bergant, A. 2008. Skalak's extended theory of water hammer. *J. Sound and Vibration* **310**: 718-728.
- Tzatchkov V.G., Caldiño Villagómez I.A. 2007. Manual de agua potable, alcantarillado y saneamiento: fenómenos transitorios en líneas de conducción. CONAGUA (ed.), México DF. 205 p.
- Urquiza G.U., Adamkowski A., Kubiak J., Sierra F., Janicki W., Fernández J.M. 2007. Medición del flujo de una turbina hidráulica de 170 MW utilizando el método de Gibson. *Ingeniería Hidráulica en México* **22(3)**: 125-137.
- Weinerowska-Bords K. 2007. Accuracy and parameter estimation of elastic and viscoelastic models of the water hammer. *TASK Quarterly* **11**: 383-395.
- Woods D.J., Lingireddy S., Boulos P.F. 2005. *Pressure wave analysis of transient flow in pipe distribution systems*. MWH SOFT (ed.), Pasadena, CA.

⁽¹⁰⁵⁾ Tijsseling A.S., Anderson A. 2004. A precursor in waterhammer analysis: rediscovering Johannes von Kries. *Technische Universiteit Eindhoven* (publ.).

PENDIENTES

Gibson N.R. 1923. The Gibson method and apparatus for measuring the flow of water in closed conduits. *Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs.* **45**: 343-392.

Brunone B., Ferrante M. 2004. Pressure waves as a tool for a leak detection in closed conduits. *Urban Water Journal* **1**: 145-155.

Adamkowski A. 2003. Analysis of Transient Flow in Pipes With Expanding or Contracting Sections. *J. Fluids Eng.* **125**: 716 - 723.

Almqvist C.W., Hansen D.B., Schohl G.A., March P.A. 1994. Pressure-time flow rate in low head hydro plants. *The Symposium on Fundamentals and Advancements in Hydraulic Measurements and Experimentation*, Buffalo, NY, USA, 08/01-05/94; pp. 445-453.

Very few methods are accepted for measuring the flow in the large intakes typical of low head, run-of-the-river hydro plants. These intakes are characteristically short, non-uniform, non-prismatic, converging multi-bay designs. A previous numerical and theoretical analysis showed that the pressure-time (Gibson) method of flow measurement could be applied to this type of intake, even though such application is not currently approved by relevant test codes. This paper presents the results of a small-scale model study of a low head hydro plant intake which demonstrates the applicability of the method in this situation. The difficulties in dealing with the extremely low level signals involved are described, as are some of the techniques developed for dealing with them. The experiments show that flow measurement in this type of intake using the pressure-time method is possible.

Nishikawa T., Suita M. 1967. Study on Gibson method of flow measuring : influence of coefficient of pipe friction losses. *Bulletin of Japanese Soc. of Mechanical Engineers* **10 (37)**: 100-104.

Recently, the Gibson method has been used for flow measuring at hydraulic power plants, but the obtained results have never been compared with volume or weight measurements. Therefore the accuracy of the method is uncertain. Authors made comparative experiments between the weight measurements and the Gibson method by means of a test apparatus of 3 in. diameter pipe line. As a result of the tests, the relative errors of the Gibson method were found to be positive for rapid gate closure, and negative for slow gate closure. The variations of discharge did not affect the discrepancies. The authors proposed such a new treatment of fluid friction coefficient in the Gibson method analysis that the relative errors might become smaller particularly for slow gate closure.

OKADA TAKAO, ZACEK J, KITAGAWA A. 2000. A Study on Measuring Accuracy of the Gibson Method. Error in the Measurements by Use of the Valve Stroking Method. *Nihon Kikai Gakkai Kanto Shibu Burokku Godo Koenkai Koen Ronbunshu 2000*: 149-150 (in japanese !)

This paper describes the validation of the accuracy of the Gibson Method. Pressure head-time lines and recovery lines are calculated by the computer simulations using the characteristics method iteratively. Valve stroking method has been applied to a horizontal pipeline to obtain some pressure head-time lines. These pressure head-time lines have been used in the Gibson Method. It appears that the idea which uses the valve stroking method for obtaining the pressure head-time lines in the Gibson Method has improved the accuracy of the Gibson Method

Kwon H.J. 2007. Analysis of transient flow in a piping system. *KSCE Journal of Civil Engineering* 11: 209-214.

Transient flow in a piping system was studied using both experimental and computer models. Two different computer models, the method of characteristics model and the axis-symmetrical model, are utilized and discussed. Experiments for transient flow in a piping system were conducted to verify the results of the computer models. It was found that the energy decay is underestimated if the Darcy-Weisbach friction coefficient is used for the analysis of transient flow. Therefore, the equivalent head loss coefficient C_1 is introduced and experimentally determined as 0.3 which is several times larger than the Darcy-Weisbach friction coefficient f for the present experimental setup. The value of a parameter k in the axis-symmetrical model is calibrated using the results of experiments. The parameter K is 0.22 for the present experimental setup and is smaller than the value used in previous studies.

Kwon H.J., Lee J.J. 2008. Computer and experimental models of transient flow in a pipe involving backflow preventers. *Journal of Hydraulic Engineering* 134: 426-434.

Transient flow in a pipe was studied using both experimental and computer models. In the present study, three different numerical models: The method of characteristics model, the axisymmetrical model, and the implicit scheme model are utilized and compared. Experiments for transient flow in a simple pipeline have been conducted to verify the results from the computer models. It was found that head loss coefficient for the 1D models, such as the method of characteristics model and the implicit scheme model, should be much bigger than the Darcy-Weisbach frictional coefficient. Experiments for transient flow with the backflow preventer in a pipe were conducted. Results show that backflow preventer serves as a strong damper to the water hammer generated by the hydraulic transients. Numerical investigation simulating a backflow preventer in transient flow has been performed in this study. It was found that different values of head loss coefficient should be applied for the upstream and downstream of backflow preventer. All of the numerical models were compared with the experiments. The results of different computer models developed in the present study agree well with the experimental data.

Adamkowski A., Krzemianowski Z., Janicki W. 2009. Improved Discharge Measurement Using the Pressure-Time Method in a Hydropower Plant Curved Penstock. *Journal of engineering for gas turbines and power* **131** (5): 053003 - 053003-6 (6 pages)

One of the basic flow rate measurement methods applied in hydropower plants and recommended by the International Standard IEC 60041–1999 and American National Standard ASME PTC 18–2002 is the pressure-time method, generally known as Gibson method. The method consists in determining the flow rate (discharge) by integration of the recorded time course of pressure difference variations between two cross sections of the hydropower plant penstock. The accuracy of measurement depends on numerous factors and, according to the International Standard, generally is confined within the range 1.5–2.3%. Following the classical approach, the pressure-time method applicability is limited to straight cylindrical pipelines with constant diameters. However, the International Standard does not exclude application of this method to more complex geometries, i.e., curved pipeline (with elbows). It is obvious that a curved pipeline causes deformation of the uniform velocity field in pipeline cross sections, which subsequently causes aggravation of the accuracy of the pressure-time method flow rate measurement results. The influence of a curved penstock application on flow rate measurements by means of the considered method is discussed in this paper. The special calculation procedure for the problem solution has been developed. The procedure is based on the FLUENT computational fluid dynamic solver. Computations have been carried out in order to find the so-called equivalent value of the geometric pipe factor F required when using the pressure-time method. An example of application of this method to a complex geometry (two elbows in a penstock) is presented. The systematic uncertainty caused by neglecting the effect of the elbows on velocity field deformation has been estimated.

Abreu J., Cabrera E., Izquierdo J., García-Serra J. 1999. Flow Modeling in Pressurized Systems Revisited. *J. Hydr. Engrg.* **125**: 1154-1169

Assuming 1D flow in pressurized systems, transient analyses can be performed using a number of well-established models. In the short-term timescale, practical problems are solved using either elastic or rigid models, whereas in the long-term scale a quasi-static model is more convenient. These models can be obtained by simplifying the general equations for flow of an elastic fluid. A brief overview of these models is presented, with the major emphasis being on the use of dimensionless parameters to define the range of their applicability for simple hydraulic systems. Guidelines for applicability are presented in the form of graphs and equations. The effects of resistance, inertia, and elasticity may vary in relative importance under different circumstances. The present analysis provides a unified approach to represent each of these effects using a different parameter.

Vitkovsky J.P., Bergant A., Simpson A.R., Lambert M.F. 2006. Systematic evaluation of one-dimensional unsteady friction models in simple pipelines. *J. Hydraulic Engineering* **132**: 696-708.

In this paper, basic unsteady flow types and transient event types are categorized, and then unsteady friction models are tested for each type of transient event. One important feature of any unsteady friction model is its ability to correctly model frictional dissipation in unsteady flow conditions under a wide a range of possible transient event types. This is of importance to the simulation of transients in pipe networks or pipelines with various devices in which a complex series of unsteady flow types are common. Two common one-dimensional unsteady friction models are considered, namely, the constant coefficient instantaneous acceleration-based model and the convolution-based model. The modified instantaneous acceleration-based model, although an improvement, is shown to fail for certain transient event types. Additionally, numerical errors arising from the approximate implementation of the instantaneous acceleration-based model are determined, suggesting some previous good fits with experimental data are due to numerical error rather than the unsteady friction model. The convolution-based model is successful for all transient event types. Both approaches are tested against experimental data from a laboratory pipeline.

Bergant A., Simpson A.R., Vitkovsky J.P.. 2001^b. Developments in unsteady pipe flow friction modelling. *J. Hydraulic Res.* **39**: 249-257.

Tijsseling A., Lambert M.F., Simpson A.R., Stephens M., Vítkovský J., Bergant A. 2008. Skalak's extended theory of water hammer. *J. Sound and Vibration* **310**: 461-768.

Vítkovský J.P., Lambert M.F., Simpson A.R., Liggett J.A. 2007. Experimental observation and analysis of inverse transients for pipeline leak detection. *J. Water Resources Planning and Management* **133**: 519-530.

9. ANEXO A - ALGORITMO DE LA NORMA IEC 60041 (1991)

9.1. Introducción

A continuación, se presenta el algoritmo descrito en el inciso [2.2.1.2] de la norma IEC 60041 (1991) para calcular el gasto (Q_0) a partir del método de Gibson. El cálculo se basa en lo que se denomina un diagrama de "tiempo - presión" (Ilustración 9.1); al respecto, debe aclararse lo siguiente:

- La técnica de cálculo descrita en la norma esta basada en *planimetría*.⁽¹⁰⁶⁾
- La técnica de cálculo es iterativa; eso es necesario para poder determinar las pérdidas por fricción en función del tiempo (debido a que estas pérdidas dependen del gasto, cuyo valor no se conoce *a priori*).
- El "tiempo" es dado en *segundos*, y la "presión" es dada en *Pascal*.⁽¹⁰⁷⁾
- El "tiempo" empieza a ser contabilizado aproximadamente cuando se cierra la compuerta (o cuando aumenta la presión, según la Ilustración que se muestra en la norma).
- Según los casos, se entiende que el diagrama de "tiempo - presión" puede representar lo siguiente:
 - Evolución de la diferencia de presión (ΔP) medida entre dos puntos de un tramo de tubería (cuando se considera la primera variante del método de Gibson).
 - Evolución de la presión medida ($P = p + \rho g z$) en un punto de un tramo de tubería (cuando se consideran las segunda y tercera variantes del método de Gibson).

También debe aclararse que en la norma IEC 60041 (1991), *no* se considera la pérdida de presión dinámica (Δp_d) porque se asume que la tubería es recta y uniforme. Otros autores (Urquiza *et al.*, 2007) *si* la toman en cuenta, pero asumen que es constante...

⁽¹⁰⁶⁾ Al respecto, es sorprendente darse cuenta que en 1991, los autores de la norma siguen proponiendo de procesar los datos con planimetría (probablemente como lo estaba haciendo Gibson hace un siglo), y apenas mencionan la posibilidad de utilizar una computadora !

⁽¹⁰⁷⁾ En la norma, se considera que la presión es dada en metros de columna de agua (mca); sin embargo, en este caso, se indica que debe usarse una "constante de calibración"...

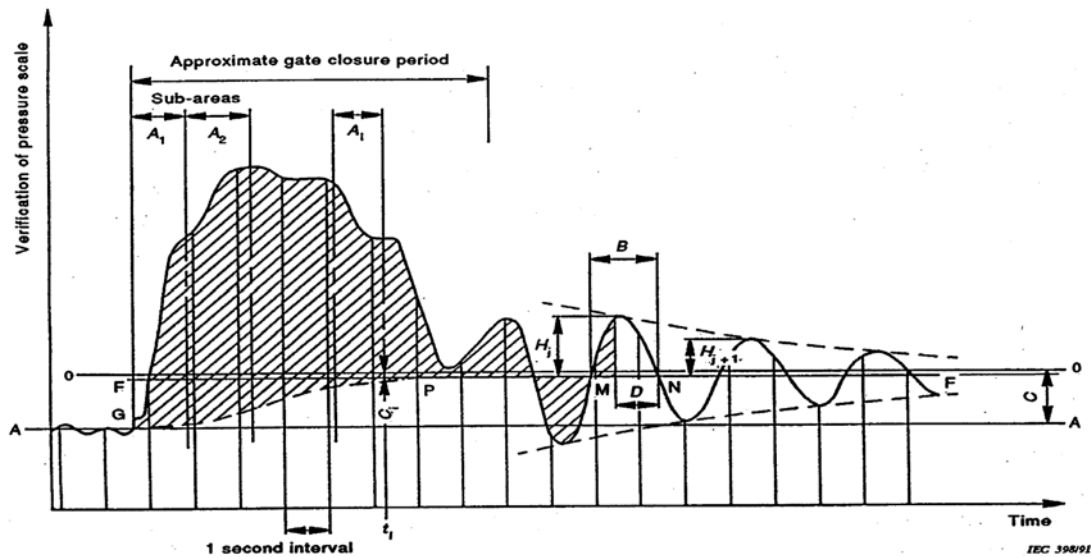


Ilustración 9.1. Esquema de un diagrama de "tiempo - presión" según la norma IEC 60041 (1991)

9.2. Método "diferencial"

Según la norma IEC 60041 (1991), este método es para la primera variante del método de Gibson, la cual requiere de un sensor de presión diferencial; en este caso, debe integrarse el diagrama de "tiempo - presión" de la siguiente manera:

- 1. Trazar la línea horizontal 0-0 que representa el "cero" de los sensores de presión.

Nota: se trata de la presión que se estaría midiendo si la compuerta estuviera perfectamente cerrada y si no hubiera fuga: para un sensor de presión diferencial, depende directamente de la diferencia de elevación entre las dos tomas de presión (es cero, si la tubería es horizontal)... A pesar de que no está dicho en la norma, se entiende que este valor de referencia (línea 0-0) debe determinarse *independientemente* del diagrama experimental de "tiempo - presión".

- 2. Trazar la línea A-A que representa las pérdidas de presión por fricción antes del golpe de ariete.

Nota: es la presión que se mide cuando la compuerta esta totalmente abierta.

- 3. Trazar la línea F-F que representa las pérdidas de presión después del golpe de ariete.

Nota: es la presión que se mide cuando la compuerta esta cerrada; tal como se indica en la norma, es un valor muy cerca del "cero" del sensor de presión (línea 0-0), porque el agua es casi inmóvil (a menos que la fuga en la tubería sea importante).

- 4a. Medir la distancia B , que corresponde a la mitad del periodo de las ondas de presión que se presentan después del cierre de la compuerta.
- 4b. Después calcular el ratio E de la altura (desde F-F) entre dos ondas de presión sucesivas:

$$E = \frac{H_j}{H_{j+1}}$$

- 4c. Finalmente calcular la siguiente cantidad:

$$D = B \frac{\arctan(2 \pi / \ln E)}{\pi}$$

y restar esta distancia (D) de un punto "N" donde la curva de los cambios de presión cruza la línea F-F. Así se obtiene el punto "M", que representa el "fin del diagrama".

Nota: lo que se llama "fin del diagrama" en la norma, es el tiempo final para realizar los cálculos de integración; **se entiende que esta forma de definirlo no tiene un sustento teórico, sino práctico: hacer menos cálculos por planimetría...**

- 5. Trazar una primera estimación de las pérdidas por fricción (línea G-P-M).

Nota: en la norma, no se dice claramente como hacer esta primera estimación; solo se indica que, obviamente, la línea G-P-M empieza desde la línea A-A (perdidas por fricción cuando la compuerta esta abierta) y se une a la línea F-F (perdidas por fricción cuando la compuerta esta cerrada).

Nota: en la norma, se asume que la tubería es uniforme; por lo tanto, *no* se dice como estimar las pérdidas de presión dinámicas.

- 6. Integrar el diagrama, utilizando como línea base la estimación de las pérdidas por fricción (línea G-P-M). Así se obtiene una primera estimación del siguiente "área":

$$A_T = \sum_{k=1}^n a_k$$

Nota: esto significa que se calcula el siguiente valor: $A_T = \int_0^t \left[-\Delta P + \Delta p_f \right] dt$.

- 7. Estimar el gasto Q_0 de la siguiente manera:

$$Q_0 = \frac{A_T}{\rho F} + Q_F$$

Nota: para un tubo recto y uniforme, se tiene $F = L / A$. Sin embargo, la norma sugiere implícitamente -y sin decir como- considerar un tubo con una geometría más complicada.

- 8. Después, volver a determinar las perdidas de presión por fricción (línea G-P-M) de la siguiente manera:

$$C_i = C (1 - r_i)^x$$

donde:

- C : perdidas de presión por fricción iniciales (diferencia entre A-A y 0-0)
- r_i : proporción entre áreas calculadas (-)
- x : constante (-)

El valor de r_i se calcula de la siguiente manera:

$$A_T = \int_0^t \left[-\Delta P + \Delta p_f \right] dt$$

$$r_i = \frac{A_i}{A_T + A_L}$$

$$A_i = \sum_{k=1}^i a_k$$

$$A_L = q F \rho$$

El valor de x se determina de la siguiente manera:

- según la norma, $x = 2$ cuando $R_e > 5 \times 10^6$
- según la norma, "debe determinarse a cada vez", cuando $R_e > 5 \times 10^6$
- según Lovgren *et al.* (2006), $x \approx 1.75$

Nota: se trata de una forma empírica -y poco común- de estimar las pérdidas por fricción durante un transitorio (A. Aguilar, 2009, comunicación personal).

- 9. Repitiendo los pasos anteriores (6 - 8), se puede calcular un nuevo área A_T y entonces tener una segunda estimación del gasto Q_0 . En este momento, se comparan las dos estimaciones sucesivas del gasto: se sigue iterando para calcular el área A_T , hasta que la diferencia entre dos estimaciones sucesivas de Q_0 sea menor a 0.1 %.

9.3. Método de los "diagramas separados"

Según la norma IEC 60041 (1991), este método es para las segunda y tercera variantes del método de Gibson; en este caso, puede usarse la siguiente fórmula para calcular el gasto:

$$Q_0 = \frac{1}{\rho F} (A_{T2} - A_{T1}) + Q_F$$

donde: las "áreas" A_{T1} y A_{T2} se calculan de la misma manera que con el método del "diagrama diferencial".

Nota: cuando se trabaja por planimetría, es obviamente más fácil calcular la diferencia entre dos integrales, que la integral de una diferencia... Sin embargo, cuando se cuenta con un programa de cálculo numérico, debe preguntarse cual técnica de cálculo es la más precisa...

Nota: la norma no dice claramente a que se refiere el área A_{72} , cuando se trabaja con la tercera variante del método de Gibson.

9.4. Comentarios sobre la técnica de cálculo descrita en la norma

¿ Como calcular la integral que permite estimar el gasto con el método de Gibson ? Algunos autores (por ejemplo, Urquiza *et al.*, 2007) afirman tener un programa de cálculo numérico para poder hacerlo, pero no proporcionan más detalles al respecto...

En cuanto a la técnica de cálculo propuesta por la norma IEC 60041 (1991), se tienen varios problemas para su uso:

- *Técnica de integración* - Solo se trata de una antigua técnica de planimetría; en la actualidad, sería más conveniente contar con un algoritmo de cálculo numérico !
- *Estimación de las pérdidas por fricción* - Las pérdidas de presión por fricción se estiman de una manera iterativa, con base a una formula empírica que es poco comunes en la práctica; al respecto, no se dice porque los autores de la norma han elegido esta formula.
- *Límite de integración* - La técnica de cálculo descrita en la norma IEC 60041 (1991) es a veces difícil de entender... En particular, no se dice claramente porque debe definirse lo que se denomina "el fin del diagrama" (punto "M"); tampoco se explica claramente como definirlo por planimetría.
- *Estimación de la incertidumbre del método* - Finalmente, en la norma IEC 60041 (1991) no se presenta un método para estimar de una manera teórica la incertidumbre del método de Gibson.

9.5. Alternativa: algoritmo Matlab propuesto

.....

McGee R.G. 1984. Operation Manual: Pressure Momentum Method of Discharge Measurement. *US Army Engineer Waterways Experiment Station Vicksburg, Ms. Hydraulic Laboratory (WES)*, Final Report A518441 (May 1984). 64 p. **[Report Unavailable]**

Abstract: This instruction report describes automated procedures for conducting discharge measurements in a closed conduit with facilities for shutting off the flow at a downstream location. The method described herein is a modification, developed at the U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station (WES), of the proven Gibson (pressure-momentum) Method. The WES apparatus used in performing the tests consists of a [Data Acquisition and Control System \(DACS\)](#) which includes all components of the measurement, data recording, and analysis system. The control unit and microprocessor of the system are programmed to guide the operator through the complete test. [This includes calibration, data acquisition, and computations, thereby providing a complete onsite analysis.](#) This manual outlines the step-by-step procedures involved.

10. ANEXO B - REQUISITOS DE LA NORMA IEC 60041 (1991)

En este Anexo, se presentan todos los requisitos mencionados en la norma IEC 60041 (1991) para poder aplicar el método de Gibson (el símbolo " \varnothing " se refiere al diámetro de la tubería).

**Cuadro B.1. Requisitos generales de la IEC 60041 (1991)
en cuanto a la tubería por instrumentarse.**

#	Requisito	Inciso	Comentario
1	La tubería debe trabajar a presión	10.4.2.1	
2	El tramo de tubería en el cual se miden los transitorios de presión debe de ser recto y con una sección constante .	10.4.2.1	Sin embargo, la norma sugiere que eso no es un requisito para la variante # 3 del método (inciso 10.4.4.1)
3	La distancia entre los 2 sitios de medición debe ser siempre > 10 m (para la variante # 1) y > 50 m (para las variantes # 2 y # 3).	10.4.2.1	
4	Además, los sitios de medición deben de encontrarse a > 2 \varnothing de cualquier irregularidad en la tubería.	10.4.2.2	
5	Debe medirse la longitud y el área del tramo de tubería de tal forma que puede determinarse el "factor del tubo" (F) con una exactitud $< 0.2\%$.	10.4.2.1	
6	Deben tenerse varias tomas de presión en la tubería, por cada sitio de medición: ≥ 4 tomas si $\varnothing \geq 4$ m, y ≥ 2 tomas si $1 < \varnothing < 4$ m.	10.4.5 10.4.2.2 10.4.2.4	
7	No se recomienda usar el método cuando $\varnothing < 1$ m.	10.4.2.4	Se comenta que en este caso, el método podría sobre-estimar el gasto.

#	Requisito	Inciso	Comentario
8	En forma general, se recomienda instalar 4 tomas de presión por cada sitio de medición, de tal forma que las tomas se ubiquen según un arreglo en forma de "X".	11.4.2	
9	La suma de las pérdidas por fricción entre los dos sitios de medición y de la presión dinámica medida al gasto máximo ($\Delta p_d + \Delta p_j$) debe ser $< 20\%$ al cambio promedio en la presión diferencial (ΔP) registrada durante una prueba de Gibson.	10.4.2.1	Se desea tener pérdidas de presión por fricción y pérdida de presión dinámica relativamente pequeñas.
10	La magnitud de la fuga (Q_F) debe ser $< 5\%$ al gasto que se esta midiendo (Q_0).	10.4.2.1	Se desea tener una fuga relativamente pequeña.
11	Debe estimarse en forma independiente el gasto que corresponde a la fuga de agua, una vez que la compuerta esta totalmente cerrada (Q_F). Dicha fuga debe medirse con una exactitud $< 0.2\%$ del gasto inicial (Q_0).	10.4.2.1	
12	Los resultados con un valor positivo para la constante "C" deben considerarse como dudosos.	10.4.2.1	Este requisito simplemente significa que las pérdidas de presión por fricción deben ser mayores antes del cierre de la compuerta, y menores al final.

**Cuadro B.2. Requisitos generales de la IEC 60041 (1991)
en cuanto a los sensores de presión por usarse.**

#	Requisito	Inciso	Comentario
1	Deben usarse sensores con poca inercia. El "tiempo de respuesta" de la cadena de medición debe ser < 10 ms.	10.4.3.3 10.4.3.3.1	¿ Como se define el tiempo de respuesta de los sensores (y sus tubos) ?
2	La frecuencia natural de la cadena de medición debe ser 10 veces mayor a la frecuencia principal en los transitorios de presión.	10.4.3.3.1	¿ Donde encontrar esta especificación ?
3	La linealidad de la cadena de medición debe ser < 0.2 % ⁽¹⁰⁸⁾	10.4.3.3.1	Este requisito tiene poco sentido si no se especifica la EM de los sensores !
4	Los sensores de presión deben calibrarse en sitio .	10.4.3.1 11.4.6.4	¿ Como hacerlo con un sensor diferencial ?
5	Se considera que los manómetros <i>primarios</i> son: las columnas de líquido y las balanzas de peso muerto.	11.4.6	En la actualidad, sería más fácil usar un transductor de presión preciso y con trazabilidad !
6	Deben registrarse los transitorios de presión desde -20 s antes de inicio del cierre de la compuerta y hasta +20 s después del final del cierre.	10.4.3.1	
7	Deben tomarse lecturas con una frecuencia > 50 Hz.	10.4.3.3.1	
8	La temperatura del agua debe medirse con una exactitud de ± 1 C.	10.4.2.1	
9	A altura de un sitio de medición, la diferencia entre cada toma de presión debe ser < 0.5 % de la energía hidráulica específica.	11.4.2	
10	A altura de un sitio de medición, las presiones leídas en cada toma de presión deben ser similares (tolerancia: < 20 % de la presión dinámica). Además, para un sitio, el promedio de los valores obtenido con un par de tomas opuestas debe ser similar al otro (tolerancia: < 10 % de la presión dinámica).	10.4.2.4	Criterio para asegurarse de que no haya demasiado cambios de presión en la sección transversal de la tubería.

⁽¹⁰⁸⁾ Se entiende que esta "linealidad" se refiere a una proporción de la EM (= Escala Máxima), cuando se establece la BFSL (= *Best Fit Straight Line*).

**Cuadro B.3. Requisitos de la IEC 60041(1991)
en cuanto a la variante # 1 del método de Gibson.**

#	Requisito	Inciso	Comentario
1	La distancia entre los 2 sitios de medición debe ser siempre > 10 m.	10.4.2.1	
2	El producto de la distancia entre los 2 sitios de medición por la velocidad máxima del agua en la tubería debe ser > 50 m²/s.	10.4.3.1	
3	En tuberías que pueden perforarse, el \varnothing de cada toma de presión debe ser entre 3 y 6 mm. En tuberías de concreto, cada toma de presión debe ubicarse en el centro de una placa de metal con un diámetro > 30 cm	11.4.3	
4	Los tubos que vienen de cada sitio de medición y que se conectan al transductor de presión diferencial deben ser casi de la misma longitud.	10.4.2.1	Se entiende que es para evitar diferencias en la transmisión de las ondas de presión hacia el sensor diferencial
5	Para un mismo sitio de medición, la longitud de cada toma de presión debe ser casi la misma.	11.4.4	
6	Las tomas de presión deben de estar bien purgadas (es decir, sin burbujas de aire) y sin fuga.	10.4.2.3 11.4.4	La norma no dice como lograrlo.
7	Se recomienda usar tubería de plástico transparente, para poder verificar que las tomas de presión estén bien purgadas.	10.4.2.3 11.4.4	<i>¡ El plástico es frágil, y no permite ver "todo" !</i>

**Cuadro B.4. Requisitos de la IEC 60041 (1991)
en cuanto a la variante # 2 del método de Gibson.**

#	Requisito	Inciso	Comentario
1	La distancia entre los 2 sitios de medición debe ser > 50 m.	10.4.4.1	
2	Cuando se tiene un pozo de oscilación en la presa, el "factor del tubo" (F) entre el pozo de oscilación y el sitio de medición aguas abajo debe ser > 4 veces el "factor del tubo" (F) entre el pozo de oscilación y el sitio de medición aguas arriba.	10.4.4.1	Se entiende que el sitio de medición aguas abajo debe de estar lejos, pero no se entiende porque se definió así este requisito.
3	Durante cada prueba, debe esperarse hasta registrar > 4 ondas de transitorio de presión después del cierre de la compuerta.	10.4.4.1	
4	Por lo menos, deben recordarse 5 transitorios por punto de medición.	10.4.4.1	
5	Si hay un pozo de oscilación, deben medirse los cambios de tirante en el pozo de oscilación. Si no hay pozo de oscilación, debe medirse el tirante en el embalse.	10.4.4.1	No se entiende este requerimiento para la variante # 2 del método de Gibson !

**Cuadro B.5. Requisitos de la IEC 60041 (1991)
en cuanto a la variante # 3 del método de Gibson.**

#	Requisito	Inciso	Comentario
1	La longitud total de los tramos de tubería para los cuales el cálculo del "factor del tubo" (F) se vuelve complicado (por ejemplo, válvula de bola) debe ser $< 2\%$ de la longitud total de la tubería.	10.4.4.1	No se dice como calcular el "factor del tubo" cuando la sección cambia.
2	Cuando se tiene un pozo de oscilación en la presa, el "factor del tubo" (F) entre el pozo de oscilación y el sitio de medición aguas abajo debe ser > 4 veces el "factor del tubo" (F) entre el pozo de oscilación y el sitio de medición aguas arriba.	10.4.4.1	Se entiende que el sitio de medición aguas abajo debe de estar lejos, pero no se entiende porque se definió así este requisito.
3	Durante cada prueba, debe esperarse hasta registrar > 4 ondas de transitorio de presión después del cierre de la compuerta.	10.4.4.1	Mismo requisito que para la variante # 2 del método.
4	Por lo menos, deben recordarse 5 transitorios por punto de medición.	10.4.4.1	Mismo requisito que para la variante # 2 del método.
5	Deben monitorearse los cambios de tirante en el pozo de oscilación ; si no hay pozo de oscilación, debe medirse el tirante en el embalse . ⁽¹⁰⁹⁾	10.4.4.1	No se comenta nada en cuanto a la medición de la presión atmosférica...

⁽¹⁰⁹⁾ Al inicio del mismo inciso, se dice que "no se puede usar la variante # 3 del método de Gibson cuando hay un pozo de oscilación"... ¡ esto es contradictorio !

11. ANEXO C - ESTIMACIÓN ANALÍTICA DEL GASTO

Se necesita evaluar la velocidad del agua en la tubería del banco de prueba, para saber si se va a respetar una de las condiciones de la norma IEC 60041 (1991) para la primera variante: $L v_0 > 50 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$. Las características de la tubería son las siguientes:

Longitud	=	61 m
Diámetro	=	10.16 cm
Material	=	PVC
Cdi	=	0.2 (coeficiente de pérdida de carga local para un codo)
Rugosidad (k)	=	0.000001 m (para el PVC)

Tenemos un tanque con una carga de $\approx 12 \text{ m}$, considerando que la tubería que nos interesa está a una altura: $z = 0 \text{ m}$. El cambio de presión atmosférica es despreciable, y se tienen 2 codos.

Según el teorema de Bernoulli, se tiene:

$$\Delta H = H_{\text{tanque}} - H_{\text{tubería}} = \text{pérdidas de carga}$$

$$H_{\text{tanque}} = \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z + \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum_{i=1}^2 C_{di} \frac{v^2}{2g}$$

$$\Delta H = \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum_{i=1}^2 C_{di} \frac{v^2}{2g}$$

$$\Delta H = \frac{v^2}{2g} \left[1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum_{i=1}^2 C_{di} \right]$$

$$\Delta H = \sqrt{\frac{2gH}{\left[1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum_{i=1}^2 C_{di} \right]}}$$

Suponiendo **para empezar**: $v = 7 \text{ m s}^{-1}$

$$R_e = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{7 \times 0,1016}{10^{-6}} \approx 7 \times 10^5$$

Gracias a los "abaques de Moody", se deduce: $\lambda = 0.013$. Entonces:

$$v = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 12}{1 + 0.013 \times \frac{61}{0.1016} + 0.4}} = 5.02 \text{ m s}^{-1}$$

Con este nuevo valor de v , se re-estima: $Re = 5 \times 10^5$ y se deduce: $\lambda = 0.0122$. Entonces:

$$v = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 12}{1 + 0.0122 \times \frac{61}{0.1016} + 0.4}} = 5.16 \text{ m s}^{-1}$$

Para esta velocidad, el gasto es igual a:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v = \frac{3.14 \times (0.102)^2}{4} \times 5.16 \approx 0.042 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

Se concluye lo siguiente:

- La velocidad máxima en el tubo del banco de prueba será: $v_0 \approx 5.16 \text{ m s}^{-1}$.
- El gasto máximo será: $Q_0 \approx 42 \text{ L s}^{-1}$ (**nota**: durante las pruebas, no se pudo establecer un gasto mayor a $\approx 15 \text{ L s}^{-1}$).
- Para un tramo de tubería de longitud: $L = 8 \text{ m}$, se tendrá: $L v_0 = 41 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$. Es menor de lo recomendado por la norma IEC 60041 (1991).

12. ANEXO D - TRANSITORIOS DE PRESIÓN Y GOLPE DE ARIETE

12.1. Introducción

A continuación, se presentan algunas consideraciones sobre los transitorios de presión en tuberías y sobre el fenómeno denominado "golpe de ariete", con la finalidad de entender mejor los fundamentos del método de Gibson, sus alcances, y como poder aplicarlo. [La presentación se limita al caso de tuberías sin ramificación, dentro de las cuales el agua no llega a vaporizarse \(es decir: no ocurre cavitación\) y para las cuales se cambia la velocidad del agua gradualmente \(es decir: no se consideran golpes de ariete con "resonancia"\).](#)

12.2. Histórico

Para empezar, parece útil recordar la lista de los principales investigadores que han contribuido en el desarrollo de una teoría sobre los transitorios de presión en tuberías y sobre el fenómeno de golpe de ariete (Cuadro 12.1); de hecho, y tal como lo comentan varios autores (por ejemplo: Gibson, 1920; Chaudhry, 1987), es a veces difícil saber quien fue "el autor" de un cierto descubrimiento o de una cierta formula:^{(110) (111)}

- En un principio (siglo XVIII), se investigaron los transitorios de presión para entender mejor la propagación de las ondas de sonido en el aire, la propagación de las olas en canales, y la circulación de la sangre en las arterias. Al respecto, se hicieron estudios experimentales sobre la velocidad del sonido en el aire (Newton, Lagrange, Laplace) y se propusieron ecuaciones diferenciales para describir la propagación de ondas en un medio (Euler, Lagrange, Monge).
- Después (siglo XIX), se investigó la celeridad de ondas de presión en tuberías (Young, Helmholtz, Weber, Marey, Rayleigh, Korteweg, Joukowski). En particular, Korteweg (1878) y Joukowski (1897) propusieron formulas que toman en cuenta a la vez la elasticidad del agua y la de la tubería.

⁽¹¹⁰⁾ En el libro de Chaudhry (1987), se comenta que Menabrea (1858) ha quedado olvidado a favor de Michaud (1878). También se comenta que el trabajo de Frizell (1898) ha tenido menos popularidad que los de Joukowski (1897) y de Allievi (1902).

⁽¹¹¹⁾ A principios del siglo XX, no era tan fácil para un investigador saber lo que estaban haciendo sus colegas en otros países; en particular, Gibson (1920, páginas 748 y 770) reconoce no haber podido conseguir una traducción completa de la publicación de Allievi (1902).

- Luego (finales del siglo XIX), se empezó a estudiar el golpe de ariete con el propósito de diseñar mejor redes de tubería a presión; los primeros análisis del fenómeno fueron realizados por: Menabrea (1858), Michaud (1878) y Gromeka (1883). Después, se desarrolló una teoría para poder describir un golpe de ariete "directo" (es decir, casi-instantáneo); los autores que contribuyeron en este avance fueron: von Kries (1883), Frizell (1898) y Joukowsky (1897).
- Después (finales del siglo XIX y principios del siglo XX), se empezó a desarrollar una teoría más general, para describir golpes de ariete "lento"; los pioneros fueron: Joukowsky (1897), Allievi (1902) y Braun (1910). En particular, Allievi (1902) y Braun (1910) introdujeron coeficientes adimensionales en su análisis. [Allievi \(1902\) también demostró que los gradientes de velocidad del agua a lo largo de una tubería podían ser despreciados.](#)
- Luego (primera mitad del siglo XX), se propusieron refinamientos a la teoría de los golpes de ariete. En particular, Gibson (1920) ha sido el primer autor en proponer un análisis en el cual se considera que las pérdidas de presión por fricción *no* dependen linealmente de la velocidad del agua (Ilustración 12.1). Poco después, Gibson (1923) también propone el método que lleva su nombre, para determinar el gasto en Centrales Hidroeléctricas.
- Posteriormente, se han realizado numerosos trabajos para poder simular adecuadamente el efecto de un golpe de ariete en tuberías.

Durante el siglo XIX y hasta principios del siglo XX, investigadores de varios países han desarrollado los fundamentos de una teoría para describir transitorios de presión en tuberías y el fenómeno de "golpe de ariete".

No siempre es fácil saber quien fue el "el autor" de un cierto descubrimiento; por este motivo, la literatura actual es a veces difícil de entender: los autores llegan a citar un mismo concepto bajo distintos nombres (por ejemplo, la "formula de Joukowsky" y la "formula de Allievi" se refieren a la misma ecuación).

Cuadro 12.1. Principales autores que han contribuido en el desarrollo de una teoría sobre el golpe de ariete ^(*)

Autor	Año	País	Celeridad de ondas		Teoría sobre los transitorios de presión		
			Velocidad del sonido	Ondas de presión en tubería	Precursores	Soluciones analíticas	Teoría general
Newton	1687	UK	x		x		
Lagrange	1788	Francia	x		x		
Laplace	1808	Francia	x				
Euler	1759	Francia			x		
Monge	1789	Francia			x		
Young	1808	UK		x			
Helmholtz	-	Alemania		x			
Weber	1866	Alemania		x			
Marey	1875	Francia		x			
Rayleigh	1877	UK		x			
Korteweg	1878	Alemania		x			
Menabrea	1858	Francia				x	
Michaud	1878	Suiza				x	
Rankine	1870	Rusia				x	
Gromeka	1883	Rusia				x	
von Kries	1883	Alemania				x	
Frizell	1898	USA				x	
Joukowsky	1897	URSS		x		x	x
Allievi	1902	URSS				x	x
Braun	1910	Alemania					x
Jouguet	1914	Francia				x	
de Sparre	1914	Francia				x	
Gibson	1920	USA					x

^(*) Basado en: Chaudhry (1985), Tijsseling & Anderson (2007)

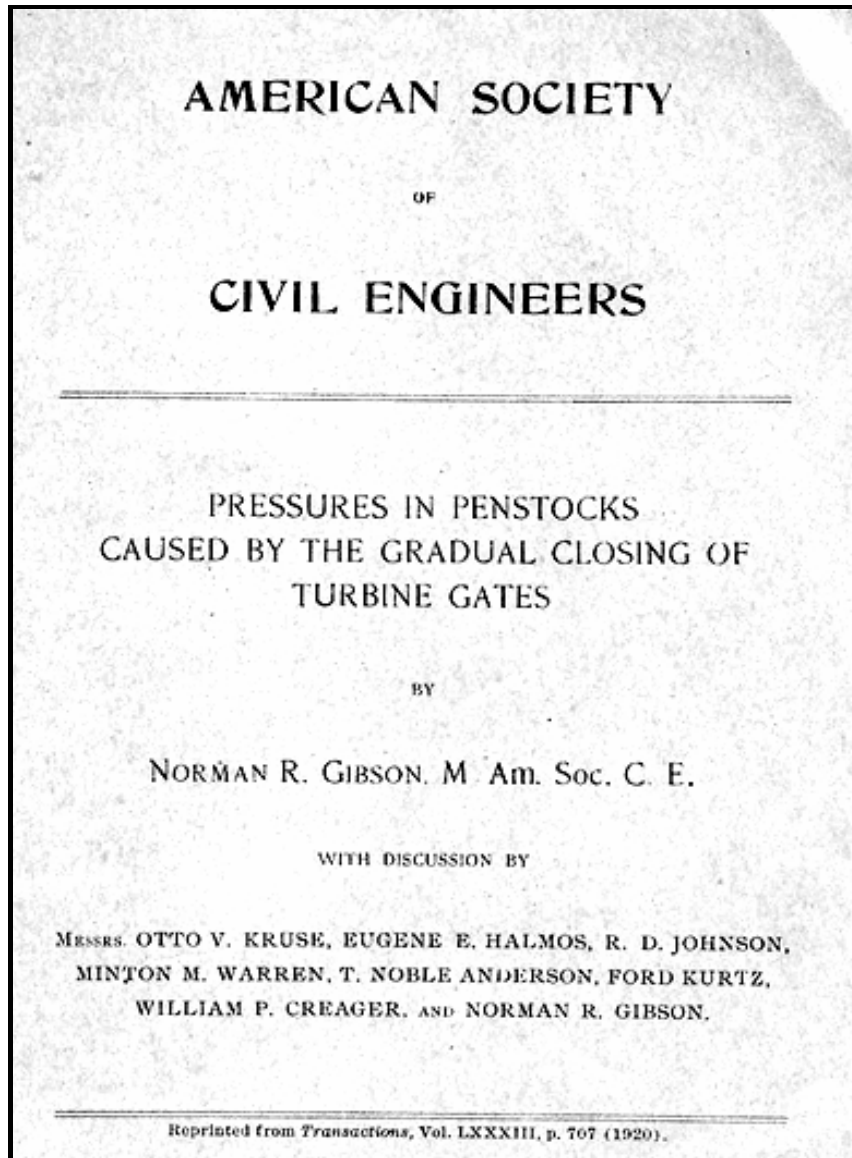


Ilustración 12.1. Portada del artículo de Gibson (1920) en el cual propone extender la teoría de Joukowski al caso de golpes de ariete "controlados".

12.3. Propiedades básicas de las ondas de presión dentro de una tubería

En este inciso, se presentan unas propiedades básicas sobre la propagación de ondas de presión dentro de una tubería: reflexión (s) y celeridad (a , porque son parámetros importantes para simular los transitorios de presión, sobre todo cuando se pretende describir el fenómeno de golpe de ariete.

12.3.1. Reflexión de ondas de presión dentro de una tubería

ver: Tzatchkov y Caldiño Villagómez, 2007

12.3.2. Celeridad de una onda de presión dentro de una tubería

En este inciso, se presentan formulas para determinar la celeridad (a) de una onda de presión dentro de una tubería, porque es un parámetro importante para simular los transitorios de presión, sobre todo cuando se pretende describir el fenómeno de golpe de ariete.

12.3.2.1. Formulas para calcular la celeridad: "Ecuación de Korteweg"

Se entiende que todas las formulas que se usan calcular la celeridad de ondas de presión son variantes de la formula originalmente propuesta por Korteweg (1878) para tubos cilíndricos.⁽¹¹²⁾ Por ejemplo, se puede calcular la celeridad de la siguiente manera (Tzatchkov y Caldiño Villagómez, 2007):⁽¹¹³⁾

$$a = \frac{a_0}{\sqrt{1 + C \frac{K_w}{E_{mat}} \frac{D}{\delta}}} \quad \text{Tubo cilíndrico} \quad (12.1)$$

$$\text{con: } C = \frac{2\delta}{D} (1 + \mu) + \frac{D(1 - \mu^2)}{D + \delta}$$

- donde: a_0 : Velocidad del sonido en el agua ($\approx 1500 \text{ m s}^{-1}$)⁽¹¹⁴⁾
 D : Diámetro interno del tubo (m)
 δ : Espesor de la pared del tubo (m)
 E_{mat} : Modulo de elasticidad *de Young* del tubo (N m^{-2})
 K_w : Modulo de elasticidad *volumétrica* del agua (N m^{-2})
 C : Coeficiente de corrección (-)
 μ : coeficiente de *Poisson*, que solo depende del material del tubo (-)

⁽¹¹²⁾ En Ghidaoui *et al.* (2005), se presentan los fundamentos teóricos de la formula de Korteweg.

⁽¹¹³⁾ En Chaudhry (1985, página 41), se presenta una formula similar; según el autor, ha sido propuesta por Halliwell (1963) y se puede aplicar a casos más complejos.

⁽¹¹⁴⁾ La velocidad del sonido del agua (a_0) también es dada por: $a_0 = \sqrt{K_w / \rho}$. Por ejemplo, con $K_w \approx 2.1 \times 10^9 \text{ N m}^{-2}$ y $\rho \approx 1000 \text{ kg m}^{-3}$, se deduce: $a_0 \approx 1450 \text{ m s}^{-1}$.

Para tubos con una pared delgada ($\delta \ll D$), la fórmula anterior puede simplificarse en: ⁽¹¹⁵⁾

$$a \approx \frac{a_0}{\sqrt{1 + \frac{K_w}{E_{mat}} \frac{D}{\delta}}} \quad \text{Tubo cilíndrico, con pared delgada} \quad (12.2)$$

Nota: En la práctica, se considera que un tubo es de "pared delgada" cuando el ratio " D / δ " es menor a 25 (Tzatchkov y Caldiño Villagómez, 2007).

12.3.2.2. Efecto de los gases no disueltos dentro del agua

El módulo de elasticidad volumétrica del agua (K_w) depende de la temperatura, la presión, y la presencia de gases no disueltos dentro del agua. En particular, la presencia de gases no disueltos aumenta el módulo de elasticidad volumétrica del agua (K_w), y por lo tanto, reduce la celeridad de las ondas de presión (a).

Según Chaudhry (1985, página 41), el efecto de los gases no disueltos sobre la celeridad de las ondas de presión dentro del agua es importante en la práctica: por ejemplo, una concentración de tan solo $10^{-5} \text{ m}^3 \text{ m}^{-3}$ de gases no disueltos reduce la celeridad de las ondas de presión (a) de casi 50 %.

En presencia de gases no disueltos, se puede demostrar que la celeridad (a) depende en particular de la presión del agua (p) (Chaudhry, 1987, páginas 294-296; Bergant *et al.*, 2008a).

En la actualidad, se usa comúnmente la "fórmula de Korteweg" (o una de sus variantes) para calcular la celeridad de las ondas de presión dentro de una tubería cilíndrica y uniforme llena con agua. Dicha fórmula tiene fundamentos teóricos.

La "fórmula de Korteweg" predice que la celeridad de una onda de presión no puede ser mayor a la velocidad del sonido en el agua ($\approx 1500 \text{ m s}^{-1}$); también predice que la celeridad será menor si se considera que el agua tiene una cierta elasticidad (en particular, si hay gases no disueltos) y/o que la tubería también es elástica (lo cual depende de su material y de su espesor).

⁽¹¹⁵⁾ De hecho, el coeficiente de corrección (C) tiende a ser igual a ≈ 1 (considerando que μ^2 es pequeño con respecto a 1).

12.4. Teoría para simular transitorios de presión en tubería

En este inciso, se presentan las ecuaciones teóricas fundamentales que generalmente se utilizan en la actualidad, para poder simular transitorios de presión en tuberías. Con estas ecuaciones, se trata el flujo como si fuera *unidimensional*.⁽¹¹⁶⁾

12.4.1. Ecuaciones fundamentales

12.4.1.1. Ecuaciones "completas"

De acuerdo con la literatura (Chaudhry, 1987, páginas 34 y 37; Bergant *et al.*, 2008a), las ecuaciones fundamentales que se consideran tradicionalmente para describir el flujo del agua y las ondas de presión dentro de una tubería cilíndrica y que trabaja a presión son:

Ecuación de conservación de masa

$$\frac{\partial P}{\partial t} - v_m \frac{\partial P}{\partial x} - \rho a^2 \frac{\partial v_m}{\partial x} = 0 \quad (12.3)$$

Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

$$\frac{\partial v_m}{\partial t} - v_m \frac{\partial v_m}{\partial x} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - \Delta p_f = 0 \quad (12.4)$$

donde: t : Tiempo (s)
 x : Distancia (m), **positivo hacía abajo**
 P : Presión piezométrica del agua (Pa)
 Δp_f : Pérdida de presión por fricción (Pa)
 v_m : Velocidad media del agua (m s^{-1}), **positivo hacía abajo**
 a : Celeridad de las ondas de presión (m s^{-1}); véase: Ecuación 12.1
 ρ : Densidad del agua líquida (kg m^{-3})

⁽¹¹⁶⁾ Al respecto, véase los comentarios de Ghidaoui *et al.* (2005) y de Bergant *et al.* (2008a).

12.4.1.2. Simplificación de las ecuaciones "completas"

Comúnmente se pueden despreciar los términos de **de aceleración debido a la convección** en las ecuaciones anteriores (Chaudhry, 1987, página 39); en este caso, las ecuaciones se simplifican en (Allievi, 1902, página IX; Chaudhry, 1987, página 39; Wood *et al.*, 2005, página 1-4; Ghidaoui *et al.*, 2005; Bergant *et al.*, 2008a): ^{(117) (118)}

Ecuación de conservación de masa

$$\frac{\partial P}{\partial t} - \rho a^2 \frac{\partial v_m}{\partial x} = 0 \quad (12.5)$$

Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

$$\frac{\partial v_m}{\partial t} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - \Delta p_f = 0 \quad (12.6)$$

(117) Al revés de la convención en este informe, se acostumbra en la literatura tomar el eje x como positivo hacía abajo; en este caso, los signos negativos de las ecuaciones se vuelven positivos.

(118) Se entiende que estas ecuaciones son conocidas como "ecuaciones de Saint Venant", aunque dicho autor las ha propuesto originalmente para describir flujos a superficie libre.

12.4.2. Modelación de las pérdidas de presión por fricción

12.4.2.1. Modelos "casi - estacionarios"

Los modelos "casi - estacionarios" asumen que las pérdidas de presión por fricción son dadas por la "ecuación de Darcy - Weisbach"; en este caso, se tiene (Bergant *et al.*, 2008a):⁽¹¹⁹⁾

$$\Delta p_f = \frac{\varphi v_m |v_m|}{2 D} \quad (12.7)$$

donde: φ : Factor de fricción (-); que depende de Re (véase: inciso [2.3.2])
 D : Diámetro de la tubería (m)

12.4.2.2. Modelos "dinámicos"

Para simular transitorios de presión rápidos, sobre todo en tuberías pequeñas (como las que se utilizan en el laboratorio), se estiman las pérdidas de presión como la suma de dos componentes: una que corresponde a la pérdida de presión "casi estacionaria" (véase ecuación anterior) y otra que toma en cuenta los efectos dinámicos. Por ejemplo, el modelo de "Brunone - Vitkovsky" puede expresarse de la siguiente manera (Bergant *et al.*, 2008a, Ecuación 7; Ghidaoui *et al.*, 2005, Ecuación 38; Jonsson *et al.*, 2007, Ecuación 5):⁽¹²⁰⁾

$$\Delta p_f = \frac{\varphi v_m |v_m|}{2 D} + \frac{k_B}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial t} + a \operatorname{sign}(v_m) \left| \frac{\partial v_m}{\partial x} \right| \right) \quad (12.8)$$

donde: k_B : Factor de fricción de Brunone (-)

(119) La notación " $v_m |v_m|$ " permite tomar en cuenta los eventuales cambios de dirección en el flujo.

(120) Se presenta una formula con un signo *negativo* en lugar de *positivo* en el artículo de Bergant *et al.* (2001); no se sabe si es un error tipográfico o por una convención de signo.

Se puede determinar el valor factor de fricción de Brunone (k_B) experimentalmente (es decir: por medio de un ajuste empírico), o a partir del "modelo de Vardy & Bronw" (Bergant *et al.*, 2001, Ecuaciones 9-11; Ghidaoui *et al.*, 2005, Ecuación 41):

$$k_B = \frac{\sqrt{C^*}}{2}$$

$$C^* = 0.00476 \quad \text{Para flujo laminar}$$

$$C^* = \frac{7.41}{R_e^{\log(14.3/R_e^{0.05})}} \quad \text{Para flujo turbulento}$$

12.4.3. Simulación de los transitorios de presión

12.4.3.1. Simulaciones "clásicas"

Actualmente, se utiliza comúnmente la técnica denominada "MOC" o "*Method Of Characteristics*" (Chaudhry, 1985; Bergant *et al.*, 1991; Bergant *et al.*, 2008a; Wood *et al.*, 2005; Ghidaoui *et al.*, 2005) ⁽¹²¹⁾ para resolver las ecuaciones fundamentales que describen transitorios de presión en tubería (Ecuaciones 12.5 - 12.6).

Dependiendo del problema considerado, se puede considerar que las variables ρ , D , a y φ que intervienen en las ecuaciones son constantes o no (Chaudhry, 1987, páginas 37 y 40). Por lo general, las pérdidas de presión por fricción se estiman a partir del modelo "casi estacionario" (Ecuación 12.7).

⁽¹²¹⁾ Véase también: Tijsseling A.S., Bergant A. 2007. Meshless computation of water hammer. In: Proc. "2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems" (Oct. 24-25, 2007), Timisoara, Romania.

12.4.3.2. Simulaciones "más refinadas"

En Bergant *et al.* (2008a) se presenta una lista de modelos más sofisticados para describir los transitorios de presión en tuberías; estos modelos consideran los siguientes fenómenos: pérdidas de presión por fricción durante transitorios rápidos y en tuberías pequeñas (véase Ecuación 12.8), cavitación (y/o presencia de gases no disueltos en el agua), interacciones entre el agua y la tubería (lo cual consiste en una modelación más sofisticada de la celeridad de onda a), fugas en condiciones de régimen transitorio.

Tal como lo muestran Bergant *et al.* (2008a), los refinamientos que actualmente se proponen para describir transitorios de presión en tubería no cambian mucho la estructura básica de las ecuaciones teóricas tradicionales (Ecuaciones 12.5 - 12.6); por lo tanto, estos refinamientos se pueden implementar sin demasiado dificultades con las técnicas actuales de cálculo numérico (es decir, la técnica "MOC").

12.4.4. Conclusión sobre la simulación de transitorios de presión

En la actualidad, los transitorios de presión en tuberías se describen por medio de ecuaciones diferenciales que tienen las siguientes características:

- Son *unidimensionales* (es decir: se asume que el flujo del agua dentro de la tubería tiene una simetría axial).
- Están basadas en la mecánica de los medios rígidos; el hecho de que el agua y la tubería tengan una cierta elasticidad -sin lo cual *no* se podría explicar el fenómeno de golpe de ariete- esta tomado en cuenta a través del parámetro a (es decir: la celeridad de las ondas de presión, véase: Ecuación 12.1).
- Son bastante sofisticadas en comparación con la teoría de Gibson; en particular, no consideran necesariamente que el factor de fricción ϕ es constante.

Ahora bien, varios autores (Weinerowska-Bords, 2007; Bergant *et al.*, 2008b; Ramdal *et al.*, 2009) señalan que un problema delicado cuando se pretende simular adecuadamente un problema particular de transitorio en tubería (sobre todo cuando se presentan golpes de ariete), es lograr *identificar* los principales fenómenos físicos que intervienen, y *estimar* adecuadamente el valor de los parámetros considerados en la simulación.

12.5. El fenómeno de golpe de ariete

En este inciso, se hacen comentarios sobre el fenómeno de "golpe de ariete" porque, a pesar de que no está implícitamente tomado en cuenta en la teoría clásica de Gibson, si se pone de manifiesto a menudo cuando se realizan pruebas de Gibson.

12.5.1. Descripción del fenómeno

Fundamentalmente, el fenómeno de "golpe de ariete" se debe a que el agua es *un poco* elástica. Se caracteriza por unas *oscilaciones temporales* en la presión dentro de una tubería, cuando se cambia la velocidad del agua; la amplitud de estas oscilaciones se amortigua con el tiempo (véase Ilustración 12.2).⁽¹²²⁾

12.5.1.1. Golpe de ariete ideal: "pulso de Joukowsky"

Para describir cualitativamente el fenómeno de golpe de ariete, se puede considerar el caso de una tubería de presa en donde fluye el agua y con una compuerta aguas abajo que se cierra *instantáneamente*; en este caso, sucede lo siguiente:

- Primero, el fluido que llega desde aguas arriba comprime el fluido que se encuentra frenado aguas abajo; por este motivo también, la presión aguas abajo del tramo de tubería empieza a aumentar más rápidamente que la presión aguas arriba.
- Rápidamente el fluido aguas abajo empuja el fluido que viene desde aguas arriba, y esto ocasiona una onda de presión que viaja hacia aguas arriba en la tubería.
- Cuando alcanza el embalse de la presa, dicha onda (o una parte, si se tiene un pozo de oscilación) es reflejada; dicha onda de presión que viaja hacia aguas abajo se superpone a la primera: Parte de dicha onda es normalmente reflejada en el embalse -o en el pozo de oscilación- de la presa, y regresa hacia aguas abajo.
- Con el tiempo, la amplitud de la onda de presión causada por el golpe de ariete se amortigua, debido a las pérdidas de presión por fricción.

Este fenómeno ideal, producido por un cambio *instantáneo* en la velocidad del agua, se denomina comúnmente "pulso de Joukowsky".

⁽¹²²⁾ Además, si la tubería es también elástica, esto tendrá un efecto sobre las características del golpe de ariete; para mayor información sobre los golpes de ariete, véase por ejemplo: Allievi (1902), Chaudhry (1987), Tzatchkov y Caldiño Villagómez (2007), Bergant *et al.* (2008a).

12.5.1.2. Golpes de ariete reales: "golpe directo" y "golpe lento"

En la realidad, la velocidad del agua no cambia instantáneamente; por lo tanto, cuando ocurre un golpe de ariete, se genera dentro de la tubería una serie de ondas de presión que se superponen. Al respecto, deben considerarse dos casos:

- Golpe de ariete "directo": si el tiempo durante el cual se cambia la velocidad del agua es menor al tiempo (τ) que tardan las ondas de presión en ir y regresar a lo largo de la tubería, en este caso las ondas de presión *no* interactúan entre ellas; por lo tanto, se observan oscilaciones de presión dentro de la tubería muy parecidas a las de un "pulso de Joukowski".
- Golpe de ariete "lento": si el tiempo durante el cual se cambia la velocidad del agua es mayor al tiempo (τ) que tardan las ondas de presión en ir y regresar a lo largo de la tubería, en este caso las ondas de presión llegan a interactuar entre ellas; por lo tanto, pueden observarse cambios de presión dentro de la tubería más complejos que las oscilaciones que corresponden a un "pulso de Joukowski".

Nota: Para un golpe de ariete "lento", y si se produce un cambio de velocidad *gradual* dentro de la tubería, ⁽¹²³⁾ la tendencia *general* será la siguiente: las distintas ondas de presión tendrán en neutralizarse entre ellas; en este caso, su amplitud tendrá en reducirse más rápidamente que en el caso de un golpe de ariete "directo" (es donde la reducción de amplitud solo se debe a las pérdidas de presión por fricción).

12.5.2. Características básicas de las ondas de presión causada por golpe de ariete

12.5.2.1. Periodicidad de las oscilaciones de presión

En el caso de un golpe de ariete "directo", y asumiendo que la tubería es uniforme y que la celeridad de las ondas de presión (a) dentro del agua es constante, el tiempo que tardan las ondas de presión para ir y regresar a lo largo todo un tramo de tubería es dado por:

$$\tau = \frac{2 L^T}{a} \quad (12.7)$$

donde: L^T : Longitud total de la tubería (m)
 τ : Tiempo crítico de la tubería (s), es decir: tiempo de ida y vuelta.

⁽¹²³⁾ Por lo contrario, podría ocurrir un fenómeno de "resonancia" (Chaudry, 1987).

Bajo esta consideración, las oscilaciones de presión que se observan en cualquier punto de la tubería tendrán una periodicidad igual a $2 \times \tau$ (véase: Ilustración 12.2).

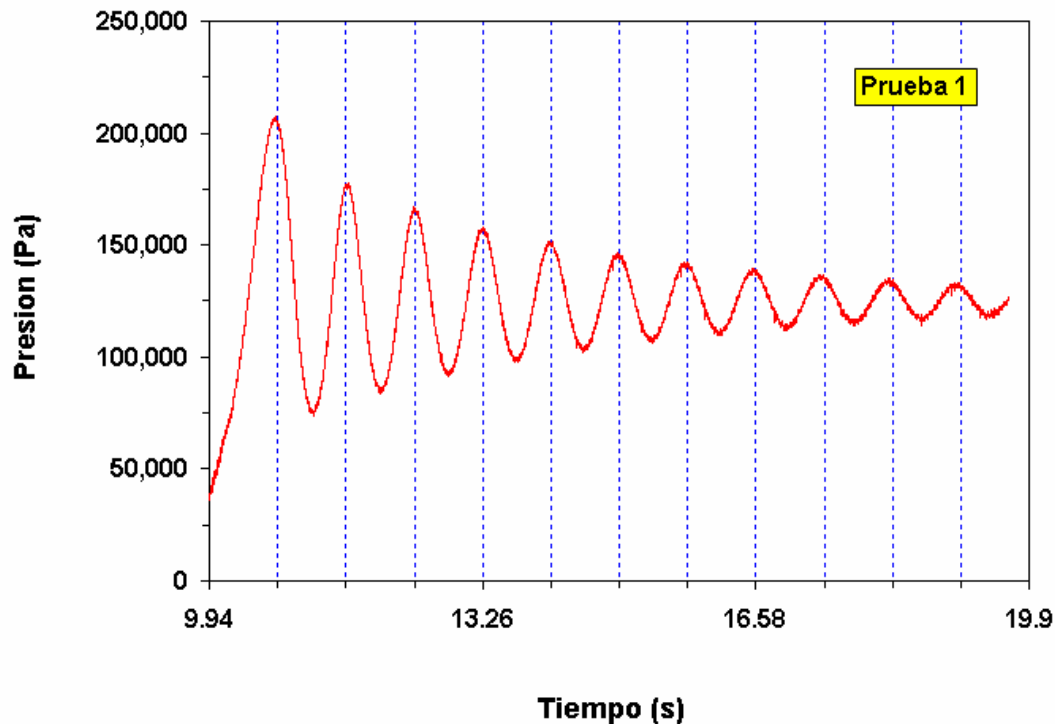


Ilustración 12.2. Cambios de presión observados en una tubería durante un golpe de ariete.

Las ondas de presión cambian con una periodicidad que es igual a: $4 L^T / a$.⁽¹²⁴⁾

Su amplitud se reduce debido a las pérdidas de presión por fricción.⁽¹²⁵⁾

(124) En este caso, $\tau \approx 0.415$ s; tomando: $a > 360$ m s⁻¹ (tubería compuesta de PVC y acero), se estima: $L^T > 75$ m (lo cual parece ser mucho para la longitud de la tubería considerada en el Laboratorio de Hidráulica del IMTA; no se tiene una explicación clara al respecto).

(125) Se pensaba generar un golpe de ariete "lento" (de hecho, el tiempo de cierre de la válvula aguas abajo de la tubería ha tardado ≈ 3 s), pero curiosamente, al parecer se ha generado un golpe de ariete "directo": de hecho, la amplitud de las ondas de presión decrece regularmente con el tiempo.

12.5.2.2. Sobre-presión máxima causada por golpe de ariete

Al inicio de un golpe de ariete, la amplitud de las ondas de presión será mayor si el cambio de velocidad es rápido: en la práctica, un golpe de ariete causado por una deceleración -o aceleración- demasiado rápida puede llegar a dañar las tuberías. Por este motivo, en condiciones normales de operación, *nunca* se cierran -o se abren- las compuertas de las Centrales Hidroeléctricas demasiado rápido.

Sin embargo, los resultados experimentales publicados por varios autores que han usado el método de Gibson en Centrales Hidroeléctricas muestran claramente que una cierta parte de los transitorios de presión observados se deben a un efecto de golpe de ariete (véase Ilustraciones 2.2 y 2.9); por este motivo, es importante revisar unos conceptos relacionados con el fenómeno del golpe de ariete cuando se estudia el método de Gibson.

12.5.3. Simulaciones del fenómeno de "golpe de ariete "

Con respecto al método de Gibson, es necesario entender ciertas características del fenómeno de golpe de ariete por dos motivos:

- *En teoría*, el análisis tradicional de Gibson no toma en cuenta el fenómeno de golpe de ariete. Por lo tanto, debe preguntarse si este fenómeno podría ser una causa de error sistemático en la determinación del gasto.

Al respecto, se podrían utilizar modelos numéricos de simulación para resolver este problema (véase: inciso [12.4]).

- *En la práctica*, deben considerarse las máximas sobre-presiones debido a un golpe de ariete para poder elegir adecuadamente la Escala de Medición (EM) de los sensores de presión que se usaran para implementar el método de Gibson.

Al respecto, se podrían utilizar ciertas formulas analíticas para resolver este problema (véase: inciso [12.4]).

Los resultados publicados por varios autores que han usado el método de Gibson en Centrales Hidroeléctricas muestran que una cierta parte de los transitorios de presión observados se deben a un efecto de golpe de ariete. Por este motivo, es importante revisar unos conceptos relacionados con el fenómeno del golpe de ariete: esto sirve tanto desde el punto de vista teórico (entender mejor cuales son los errores sistemáticos del método de Gibson) como práctico (elegir los sensores de presión que se pueden instalarse en sitio).

12.6. Algunas soluciones analíticas para transitorios de presión

En este inciso, se presentan algunas soluciones analíticas para transitorios de presión, porque se consideran como útiles para la puesta en operación del método de Gibson: sobre todo, poder definir *a priori* la Escala de Medición de los sensores de presión que deben usarse, se requiere de un método que permita estimar la sobre-presión *máxima* que se puede alcanzar dentro de una tubería.

12.6.1. Discretización de la segunda ley de Newton

Cuando el agua fluye dentro de un tramo de tubería a presión, la *segunda ley de Newton* (o "*principio fundamental de la dinámica*") indica que una reducción -o un aumento- temporal en el gasto produce un aumento -o una reducción- en la presión entre los extremos del tramo. Con base a este principio, se derivó la Ecuación 2.18 de este informe: ⁽¹²⁶⁾

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{\rho F} (\Delta P + \Delta p_d - \Delta p_f)$$

Para un periodo de tiempo relativamente breve (duración T) y un tramo de tubería relativamente corto (longitud L), dicha ecuación se simplifica en: ⁽¹²⁷⁾

$$\frac{\Delta Q}{T} \approx \frac{A}{\rho L} \Delta P$$

Se deduce que el cambio en la presión piezométrica (ΔP) a lo largo del tramo es igual a:

$$\Delta P \approx \frac{\rho}{A} \frac{L}{T} \Delta Q = \rho \frac{L}{T} \Delta v_m \quad (12.8)$$

⁽¹²⁶⁾ Dicha ecuación puede demostrarse también a partir de una discretización de las ecuaciones fundamentales: tanto la de conservación de masa (Ec. 12.5), como la de conservación de la cantidad de movimiento (Ec. 12.6).

⁽¹²⁷⁾ Para un tramo de tubería corto, se tiene: $F = L / A$ (es decir: la geometría del tubo es uniforme) y $\Delta p_d = 0$ (es decir: no hay pérdida de presión dinámica). Además, para un intervalo de tiempo corto, se tiene: $\Delta p_f = 0$ (es decir: la pérdida de presión por fricción es despreciable).

12.6.2. Soluciones analíticas

12.6.2.1. Discretización sencilla: "formula de Jouguet"

Convirtiendo la presión en carga piezométrica (ΔH_e), se deduce a partir de la Ecuación 12.8 una ecuación que es a veces denominada "formula de Jouguet" (1912; citado por: Mendiluce-Rosich, 1987):

$$\Delta H^L \approx \frac{1}{g} \frac{L}{T} \Delta v_m \quad \text{Para un cambio de velocidad "lento"} \quad (12.9)$$

donde: ΔH^L : Cambio *medio* de carga piezométrica (m)
 Δv_m : Cambio *medio* en la velocidad del agua (m s^{-1})
 T : Duración del cambio (s)
 L : Longitud del tramo de tubería (m)
 g : Aceleración de la gravedad ($\approx 9.81 \text{ m.s}^{-2}$)

La formula de Jouguet predice un cambio de presión *infinito* cuando se considera un cambio de velocidad instantáneo (es decir: $|\Delta H_e^L| \rightarrow +\infty$ cuando $T \rightarrow 0$). En la práctica, se sabe que esto es imposible (véase siguiente inciso), por lo que la formula *no* se usa para describir cambios de velocidad demasiado rápidos.

12.6.2.2. Cambio de velocidad rápido: "formula de Joukowsky"

A principios del siglo XX, varios autores (Rankine, von Kries, Frizell, Allievi, Joukowsky) entendieron que la velocidad de las ondas de presión dentro de una tubería *no* puede ser mayor a la celeridad de estas ondas; por lo tanto, para un cambio *instantáneo* de velocidad (es decir: cuando $\Delta t \rightarrow 0$), el término L/T en la Ecuación 12.8 se vuelve igual a la celeridad de la onda de presión dentro del tramo de tubería (a). Por lo tanto se tiene: ⁽¹²⁸⁾

$$\Delta P \approx \rho a \Delta v$$

⁽¹²⁸⁾ Se tienen otras demostraciones de esta formula en Wood *et al.* (2005, página 2-2) y en Chaudhry (1987, página 7).

Convirtiendo la presión en carga hidráulica, se deduce una ecuación conocida como "formula de Joukowsky": ⁽¹²⁹⁾

$$\Delta H^J \approx \frac{a}{g} \Delta v_m \quad \text{Para un cambio de velocidad "instantáneo"} \quad (12.10)$$

donde: ΔH^J : Cambio *instantáneo* en la carga hidráulica (mca)
 Δv_m : Cambio *instantáneo* en la velocidad del agua (m s^{-1})
 a : Celeridad de las ondas de presión (m s^{-1}); véase: Ecuación 12.1
 g : Aceleración de la gravedad ($\approx 9.81 \text{ m.s}^{-2}$)

Aun para un cambio de velocidad instantáneo dentro de una tubería a presión, la formula de Joukowsky predice un cambio de presión *finito* cuando se considera un cambio de velocidad instantáneo; esto se debe a la siguiente consideración: la celeridad de las ondas de presión *no* puede ser mayor a una cierta cantidad que es la velocidad del sonido dentro del agua; además, dicha celeridad se reduce si se toma en cuenta el hecho de que el agua y la tubería tienen una cierta *elasticidad* (véase: Ecuación 12.1).

12.6.2.3. Cambio de velocidad lento: "formula de Michaud"

En la literatura sobre golpes de ariete, se encuentran varias otras formulas analíticas para predecir los cambios de presión dentro de una tubería (por ejemplo, véase: Gibson, 1920, páginas 727-730; Mendiluce, 1976). En particular, la formula propuesta por Michaud (1878; citado por: Hager, 2001) es atractiva por su simplicidad: ⁽¹³⁰⁾

$$\Delta H^M \approx \frac{2}{g} \frac{L^T}{T} \Delta v_m \quad \text{Para cambio de velocidad "lento"} \quad (12.11)$$

donde: ΔH^M : *Máximo* cambio de carga piezométrica (m) durante un golpe de ariete
 Δv_m : Cambio en la velocidad del agua (m s^{-1})
 T : Duración del cambio (s)
 L^T : *Longitud total de la tubería* (m)
 g : Aceleración de la gravedad ($\approx 9.81 \text{ m.s}^{-2}$)

⁽¹²⁹⁾ Es la "formula de Joukowsky" (1897) para la mayoría de los autores (por ejemplo: Chaudry, 1987; Wood *et al.*, 2005; Tzatchkov y Caldiño Villagómez, 2007), aunque otros (por ejemplo: Abreu *et al.*, 1995; Gibson, 1920, página 766) consideran que ha sido también propuesta por: Rankine (1870), von Kries (1883), Frizell (1898) and Allievi (1902).

⁽¹³⁰⁾ Ecuación también conocida como "formula de Vensano" (1918).

No se entiende bien como se ha desarrollado la teoría sobre la cual esta basada la "formula de Michaud"; según Mendiluce (1976), ha sido propuesta para cierre "lentos" de compuerta, y asume que tanto el agua como la tubería son medios rígidos.

12.6.2.4. Cambio de velocidad lento: "doble-formula de De Sparre"

Otra formula analítica para predecir los cambios de presión dentro de una tubería es la doble-formula propuesta por De Sparre (1904; citado por: Camichel *et al.*, 1916, página 46; Mendiluce, 1976):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{a v_0}{2 g H_0} < 1 \rightarrow \Delta H^{Sa} \approx \frac{2 L^T v_0}{g T} \frac{1}{1 + \frac{a v_0}{2 g H_0} \left(1 - \frac{2 L^T}{a T} \right)} \\ \frac{a v_0}{2 g H_0} > 1 \rightarrow \Delta H^{Sb} \approx \frac{L^T v_0}{g T} \frac{1}{1 - \frac{L^T v_0}{2 g H_0 T}} \end{array} \right.$$

donde: ΔH^S : Máximo cambio de carga piezométrica (m) durante un golpe de ariete
 T : Tempo de cierre de la compuerta (s)
 L^T : Longitud total de la tubería (m)
 H_0 : Carga piezométrica inicial en la tubería (m)

Introduciendo los coeficientes $\tau = \frac{2 L^T}{a}$ y $\lambda = \frac{a v_0}{2 g H_0}$ propuestos por Allievi (1902) en su análisis de los golpes de ariete, la doble-formula de De Sparre se convierte en:⁽¹³¹⁾

⁽¹³¹⁾ El termino λ es un parámetro adimensional que propuesto por Allievi (1902) para describir los golpes de ariete en tuberías cilíndricas y *uniformes*, y para un cierre -o una abertura- de compuerta que varía *linealmente* durante un cierto tiempo. Allievi (1902, páginas 6-9) comenta que λ esta normalmente comprendido entre 0.1 (tubería con carga hidráulica grande y/o velocidad del agua baja) y 10 (tubería con carga pequeña y/o velocidad alta).

Para un cierre de compuerta que varía *linealmente* durante un cierto tiempo (T)

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda < 1 \rightarrow \Delta H^{Sa} \approx \frac{L^T v_0}{g T} \frac{2}{1 + \lambda \left(1 - \frac{\tau}{T}\right)} \\ \lambda > 1 \rightarrow \Delta H^{Sb} \approx \frac{L^T v_0}{g T} \frac{2}{2 - \lambda \frac{\tau}{T}} \end{array} \right. \quad (12.12)$$

No se entiende como se ha desarrollado la teoría sobre la cual esta basada la "doble-formula de De Sparre". Según Mendiluce (1976), esta basada en un análisis de la teoría de Allievi (1902) para un cierre "lento" de compuerta.

Estimación de unos valores límite de la "doble-formula de De Sparre"

- Para un tiempo de cierre muy lento ($T \rightarrow +\infty$):

- Tubería con carga grande y/o velocidad baja:

$$(\lambda < 1) \quad \Delta H^{Sa} \rightarrow \frac{L^T v_0}{g T} \frac{2}{1 + \lambda}$$

→ *Resultado intermedio entre las formulas de Jouquet et de Michaud*

- Tubería con carga pequeña y/o velocidad alta:

$$(\lambda > 1) \quad \Delta H^{Sb} \rightarrow \frac{L^T v_0}{g T}$$

→ *Formula de Jouquet*

- Para un tiempo de cierre bastante rápido ($T \rightarrow \tau$):

- Tubería con carga grande y/o velocidad baja:

$$(\lambda < 1) \quad \Delta H^{Sa} \rightarrow 2 \frac{L^T v_0}{g T}$$

→ *Formula de Michaud*

- Tubería con carga pequeña y/o velocidad alta:

$$(\lambda > 1) \quad \Delta H^{Sb} \rightarrow \frac{L^T v_0}{g T} \frac{1}{1 - \lambda}$$

→ *Resultado físicamente imposible ($\Delta H < 0$) ???*

12.6.3. Condiciones de aplicación de las soluciones analíticas

12.6.3.1. Formulas para golpe de ariete "directo": Joukowsky

En la práctica, la "formula de Joukowsky" (Ecuación 12.10) se utiliza muy comúnmente para predecir la máxima sobre-presión -o sub-presión- que puede alcanzarse cuando ocurre un golpe de ariete "directo". En este caso, predice que se pueden presentar cambios de presión muy grandes en las tuberías (se presenta un ejemplo de aplicación en el Cuadro 12.2); esto se debe a que la celeridad de una onda de presión dentro de una tubería (a) puede ser muy grande en la práctica (véase Ecuación 12.1).⁽¹³²⁾

La formula de Joukowsky es muy importante para prever las consecuencias de un golpe de ariete "directo". Ahora bien, en las condiciones normales de operación de las Centrales Hidroeléctricas, se generan golpes de ariete *controlados*, es decir: se cierran gradualmente las compuertas que controlan el flujo en las tuberías. En este caso, las sobre-presiones debido a los golpes de ariete serán menores. Por lo tanto, la formula de Joukowsky es de poca utilidad en los estudios relacionados con el método de Gibson.⁽¹³³⁾

12.6.3.2. Formulas para golpe de ariete "lento": Jouguet, Michaud, De Sarre

La "formula de Jouguet" (Ecuación 12.9) predice un cambio de presión *promedio*, cuando las propiedades del medio cambian uniformemente. De hecho, se considera dicha formula en Gibson (1920, página 774), donde se aclara que sirve para estimar el cambio *promedio* de carga piezométrica, cuando se modifica *lentamente* y *regularmente* la velocidad del agua dentro de una tubería. Ahora bien, Bortoni (2008) propone usarla para predecir la máximo sobre-presión que se tendrá cuando se hace una prueba de Gibson (primera variante). Sin embargo, la "formula de Jouguet" sub-estima la magnitud de este cambio, y por lo tanto, es *a priori* de poca utilidad (Mendiluce-Rosich, 2007).

⁽¹³²⁾ Dicha celeridad (a) tiende a ser igual a la celeridad del sonido en el agua ($\approx 1,500 \text{ m s}^{-1}$), para tubos muy grueso ($D/\delta \rightarrow 0$) o constituido de un material poco elástico ($E_{mat} \rightarrow \infty$).

⁽¹³³⁾ En la práctica, los golpes de ariete "directos" solo ocurren *accidentalmente*, por ejemplo cuando la bomba de una red de suministro de agua potable se para a causa de un corto de luz (Víctor Alcocer-Yamanaka, 2009, comunicación personal).

La "formula de Michaud" (Ecuación 12.11) ha sido propuesta para predecir el *máximo* cambio de presión que se tendrá, cuando se produce un golpe de ariete "*lento*" dentro de una tubería. Mendiluce (1976) considera que en la práctica, esta formula *no* sobreestima tanto los cambios de presión; en este caso, podría ser útil de dos maneras:

- *Segunda y tercera variantes del método de Gibson*: definir la Escala Máxima (EM) de los sensores de presión (absolutos o manométricos), aclarando que a la máxima sobre-presión estimada por la "formula de Michaud", debe sumarse la carga hidrostática dentro de la tubería (y también la presión atmosférica, si se consideran sensores de presión absolutos).
- *Primera variante del método de Gibson*: definir la Escala Máxima (EM) del sensor de presión diferencial, aclarando que en este caso, debe usarse en la formula la longitud del tramo considerado (L), en lugar de la longitud total de la tubería (L^T) (tal como lo indica Bortoni, 2008).

Algunos autores (Abreu *et al.*, 1995) consideran que la "formula de Michaud" es bastante conservadora para predecir los máximos cambios de presión cuando se generan golpes de arietes "lentos"; un argumento al respecto, sería que *no* se pueden despreciar las pérdidas de presión por fricción cuando se cierra lentamente una compuerta (Camichel *et al.*, 1916, p. 45). En este caso, podrían usarse otras formulas más sofisticadas, como la "doble-formula de De Sparre" (Ecuación 12.12). Sin embargo, Mendiluce (1976) indica que dichas formulas siempre predicen un cambio de presión intermedio entre la "formula de Jouguet" y la "formula de Michaud" (es decir: el doble).

La "formula de Michaud" parece útil para predecir los máximos cambios de presión cuando se realizan pruebas de Gibson, y entonces poder definir la Escala de Medición de los sensores de presión por usarse (véase Cuadro 12.3)

Comentario (Mendiluce, 1976): las formulas de Michaud y de De Sparre dan el mismo resultado que la formula de Joukowsky, cuando se considera: $T = \tau$ (es decir, se cierra la compuerta en un tiempo tan corto, que la onda de presión que corresponde al golpe de ariete solo ha tenido tiempo de viajar una sola vez a lo largo de la tubería)...

**Cuadro 12.2. Aplicación de la formula de Joukowsky
para predecir las consecuencias de un golpe de ariete "directo"
sobre el banco de prueba construido en el IMTA**

Para el banco de prueba que se construyo en el IMTA (véase: inciso [4]), se tiene:

Velocidad del sonido en el agua	a_0	\approx	1500 m s ⁻¹
Diámetro interno del tubo	D	$=$	0.1 m
Espesor de la pared del tubo	δ	$=$	0.005 m
Modulo de elasticidad de Young del tubo (PVC)	E_{mat}	$=$	2.40 - 2.75 10 ⁹ N m ⁻²
Modulo de elasticidad volumétrica del agua	K_w	\approx	2.07 10 ⁹ N m ⁻²
Coefficiente de Poisson del tubo (PVC)	μ	$=$	0.45

Se deduce ($D/\delta = 20$): $\mathbf{a \approx 360 \text{ m s}^{-1}}$

Considerando una reducción abrupta de gasto: ⁽¹³⁴⁾ $\Delta Q \approx 15 \text{ L s}^{-1}$

Se deduce una reducción de velocidad igual a: $\Delta v \approx 2 \text{ m s}^{-1}$

En este caso, si ocurre un golpe de ariete *directo*, la formula de Joukowsky predice una sobre-presión igual a:

$$\begin{aligned} \Delta H^J &\approx 75 \text{ mca} \\ \Delta P^J &\approx 7500 \text{ kPa} \\ &\approx 75 \text{ kg cm}^{-2} \end{aligned}$$

Bajo estas circunstancias, la tubería usada para el banco (PVC cedula 40, diámetro ≈ 0.1 m) soporta una presión de trabajo menor:

$$\Delta P_{max} \approx 15 \text{ kg cm}^{-2}.$$

Se concluye que si se dañaría a la tubería del banco de prueba, al cerrar su válvula de salida demasiado rápidamente.

⁽¹³⁴⁾ Lo máximo observado durante las pruebas.

Cuadro 12.3. "Formula de Michaud" para estimar la diferencia de presión máxima que se puede alcanzar después de un golpe de ariete

Se puede predecir la magnitud del golpe de ariete "lento" con la siguiente formula:

$$\Delta P_{\max} \approx 2 \rho L \frac{v_m}{t_v}$$

donde:

- ΔP_{\max} : máxima **diferencia** de presión entre 2 sitios de medición (Pa)
- L : distancia entre los sitios (m)
- v_m : velocidad promedio del agua en la tubería (m/s)
- t_v : tiempo de cierre de la compuerta (s)
- g : aceleración de la gravedad (= 9.81 m/s²)

Ejemplos de aplicación:

- La norma IEC 60041 (1991) recomienda tener: $L v_m \geq 50 \text{ m}^2/\text{s}$. Para $t_v = 10 \text{ s}$, se deduce: $\Delta P_{\max} \geq 10 \text{ kPa}$ (= 0.5 mca)... *¡ lo que es bastante pequeño en la práctica !*

Comparación con la realidad:

- Al aplicar la formula a los datos de Mucciaccia & Rosnati (1996) [3 tuberías con distintos diámetros] y asumiendo: $t_v \approx 10 \text{ s}$, se deduce: $\Delta P_{\max} = 18 - 42 \text{ kPa}$... Mientras, el valor medido ha sido: $\Delta P_{\max} = 5 - 25 \text{ kPa}$ (es decir: del mismo orden de magnitud).
- Al aplicar la formula a los datos de Steller *et al.* (2008) [miden un gasto $Q \approx 120 \text{ m}^3/\text{s}$ en tubería de $\varnothing \approx 7 \text{ m}$, lo que corresponde a $v_m \approx 3.1 \text{ m/s}$; reportan: $t_v \approx 20 \text{ s}$ y $L \approx 14 \text{ m}$] se deduce: $\Delta P_{\max} = 4 \text{ kPa}$... Mientras, el valor medido ha sido: $\Delta P_{\max} = 7 \text{ kPa}$ (es decir: del mismo orden de magnitud).
- Al aplicar la formula a los datos de Adamkovski *et al.* (2008) [miden gastos $Q \approx 170 \text{ m}^3/\text{s}$ en tubería de $\varnothing \approx 6.5 \text{ m}$, lo que corresponde a $v_m \approx 5 \text{ m/s}$; reportan: $t_v \approx 5 \text{ s}$ y $L \approx 140 \text{ m}$] se deduce: $\Delta P_{\max} = 300 \text{ kPa}$... Mientras, el valor medido ha sido: $\Delta P_{\max} = 250 \text{ kPa}$. Se tiene el mismo orden de magnitud, a pesar de que para el caso considerado, la tubería no era recta (de hecho, se tenían dos codos).
- Sin embargo, al aplicar la formula a los datos de Lovgren *et al.* (2006) [trabajan con: $L v_m \approx 6 - 36 \text{ m}^2/\text{s}$ y $t_v \approx 1.54 \text{ s}$], se deduce: $\Delta P_{\max} = 8 - 48 \text{ kPa}$... Mientras, el valor medido ha sido: $\Delta P_{\max} = 100 - 160 \text{ kPa}$! **Ahora bien, esta gran diferencia probablemente se debe a que se realizaron golpes de ariete que no fueron tan lentos (se trata de un estudio de laboratorio).**

13. ANEXO E - TRANSDUCTORES DE PRESIÓN COMERCIALES

Proveedores internacionales de transductores de presión

Marca	Sitio Internet	Nota
Omega	www.omega.com	Representante de varias marcas (cuyo nombre no aparece). Sensores generalmente poco precisos.
MSI Sensors	www.meas-spec.com	Ligas hacia varios proveedores de sensores de presión, en particular de MEMS.
Entran	www.entransensors.co.uk	Proveedor de varios tipos de sensores...
Sensorone	www.sensorone.co.uk	Proveedor de varios tipos de sensores...
Direct Industry	http://pdf.directindustry.com/pdf/tab/flush-pressure-transmitter-absolute.html	Ligas hacia varios proveedores de sensores de presión

Fabricantes que fueron descartados de la búsqueda

Marca	Sitio Internet	Nota
Emerson > Rosemount	www.emersonprocess.com/rosemount	Sensores grandes, para uso industrial. Se puede colocar un accesorio para tener un sistema "flush mount", pero en este caso el diámetro de la membrana es muy grande.
MKS	www.mksinst.com	Sensores grandes, para uso industrial (sobre todo, "vacío"). No se encontró un modelo "flush mount".
Gems Sensors	www.gemssensors.com	Sensores largos (≈ 10 cm). No se encontró un modelo "flush mount".
Unisensor	www.unisensor.ch	Fabrica sensores pequeños ("MEMS") para aplicaciones médicas. No se encuentran las hojas de especificaciones de los transductores.
IFM Efector	www.ifm.de	Sensores para uso industrial. Hay 2 modelos tipo "flush mount", pero se ven poco precisos, y de forma complicada.
SGM Lektra	www.sgm-lektra.com	Sensores largos (≈ 10 cm) No se encontró un modelo "flush mount". [ver: representante de "Lovato Electric"]
Esterline > KPsi	www.pressuresystems.com	Sensores bastante precisos, sobre todo para monitorear el tirante en ríos y canales. No se encontraron sensores "flush mount" que sean suficientemente pequeños.

Fabricantes que fueron considerados en la búsqueda de un transductor de presión

Marca	Sitio Internet	Nota
Paroscientific	www.paroscientific.com	Sensores que tienen fama de ser muy precisos (tecnología de cuarzo resonante). No se encontró un modelo "flush mount". Señal de salida = en frecuencia o tipo serial. Tienen fama de ser muy costosos.
Ashcroft > Heise	www.heise.com	Sensores grandes. Precisos. No se encontró un modelo "flush mount".
Ashcroft	www.ashcroft.com	Sensores grandes. Tienen fama de ser de "uso rudo", para la industria. Pero se ven poco precisos. No se encontró un modelo "flush mount".
Siemens	pia.khe.siemens.com/index-process_instrumentation-pressure_measurement-2113.htm	Sensores grandes. Para uso industrial.
Wika	www.wika.com	Varios modelos tipo "flush mount", pero grandes en su mayoría. También produce sensores pequeños ("MEMS")
Honeywell > Sensotec	content.honeywell.com/sensing/sensotec/pressure.asp?category=SubMiniFD www.sensotec.com	Los sensores "flush mount" encontrados no son barométricos; además, son poco precisos.
Honeywell > Data Instruments	content.honeywell.com/sensing/products/di/ www.intertechnology.com/Honeywell_Data_Inst/index.htm www.stevenengineering.com/Tech_Support/PDFs/31DATI.PDF	No se encontró una lista completa de los productos de "Data Instruments" !
GE > Druck	www.gesensing.com/products	No se encontraron sensores "flush mount" y tipo "miniature" que sean barométricos. Parece que se pueden conseguir otros sensores "flush mount", pero solo <u>sobre pedido</u> (cf. "core version"); se ven robustos, pero no tan precisos y tan pequeños.
GE > Novasensor	www.gesensing.com/novasensorproducts/	Produce sensores pequeños ("MEMS"); son bastante precisos, pero también frágiles.
Keller	www.kelleramerica.com	Produce sensores pequeños ("MEMS"); pero no son todos precisos, y no se menciona la estabilidad a largo plazo.
Futek	www.futek.com	Parece ser un fabricante de sensores de presión, sin embargo se encuentra poca información técnica sobre los productos.
Kistler	www.kistler.com	Sensores que tienen fama de ser bastante precisos para un uso rudo (por ej., balística)
Broil Tech	www.broiltech.com	Parece ser un pequeño fabricante de sensores de presión... ¡ No se entiende si es Italiano o Hindú !
GP:50	www.gp50.com	Parece ser una pequeña empresa que fabrica sensores de presión; existen modelos "flush", que son bastante precisos (> "0.1% EM"), pero que son grandes.
Kulite	www.kulite.com	Parece ser un fabricante de sensores de presión para uso rudo, en particular para los coches. También fabrica sensores pequeños ("MEMS") de varias formas.

Algunos proveedores nacionales de transductores de presión

Marca	Empresa	Contacto
Paroscientific	<p>CALIBRACION E INSTRUMENTACION PROFESIONAL, S.A. DE C.V.</p> <p>Retorno 4 De Sur 16 No 6 Col. Agricola Oriental Mexico, D.F. 08500</p>	<p>Ing. Fernando Hernandez</p> <p>Tel: + (55) 55.75.63.312</p>
Druck	<p>Sensym SA de CV</p> <p>Valle de Bravo 303-A Col. La Romana Tlanepantla CP 54030 Edo México</p>	<p>Ing. Ricardo Delgadillo</p> <p>Tel.: + (55) 55.65.41.40 Cel.: + (55) 59.63.29.38 ricardo@sensym.com.mx</p>
Kisler	<p>SENSITEC SA DE CV</p> <p>20 de Noviembre 176 Col. Centro C.P. 76000 Santiago de Queretaro, Qro. Mexico</p>	<p>Ing. Amado Aguilar</p> <p>Tel. +52 (442) 214.23.52 Fax +52 (442) 214.23.52 ventas@sensitec.com.mx</p>
Keller	<p>MECOPAA (Medicion y Control Para Aguas de America SA de CV)</p> <p>Insurgentes Sur 1883 Desp. 204 Piso 2 Col Guadalupe Inn CP 01020 México DF</p>	<p>Ing. Andy Porter</p> <p>Tel.: + (55) 56.61.86.78 mecopaa@mecopaa.com www.mecopaa.com</p>

Fabricantes / proveedores que no parecen tener un representante en México.

Marca	Empresa	Contacto
Futek	Futek www.futek.com	¿¿ Dirección completa !!?
Kulite	Kulite Semiconductor Products, Inc. One Willow Tree Road Leonia, NJ 07605 USA Tel: 201-461-0900 Email: info@kulite.com	Miniature Pressure Transducers Josh Lincoln: Senior Sales Engineer email: josh@kulite.com Order Status Joe Carnevale: Customer Service Manager email: joseph@kulite.com Nancy Jacquette: Customer Service email: nancy@kulite.com

Cuadro comparativo de transductores de presión.

Marca	Modelo	FLUSH	ABSOLUTO	Longitud adecuada (< 5 cm)	¿ Exacto ? (< 0.2% EM BFSL) (< 0.2% EM TEB @ 10 C)	¿ Señal de salida adecuada ?	Nota
Paroscientific	2000 A	¿ Si ?	Si	Si (5 cm)	Si (0.01% EM 10C-EB)	¿ Si ? (frecuencia)	¿ "Semi flush" ? ¿ Costo ? ¿ Tiempo de respuesta ?
Paroscientific	9000	No	Si	No (18 cm)	Si (0.01% EM 10C-EB)	¿ Si ? (serial)	¿ Costo ? ¿ Tiempo de respuesta ?
Ashcroft > Heise	DXD	No	Si	No (> 12 cm)	Si (0.02% TEB)	Si (serial)	¿ Tiempo de respuesta ?
Ashcroft > Heise	HPO	No	Si	No (> 9 cm)	Si (0.06% EM 10C-EB)	Si (4-20 mA)	
Ashcroft	KX	Si	?	No (13 cm)	No (> 1.0%)	Si (4-20 mA)	
Siemens	Serie Compact	¿ Si ?	Si	No (> 7 cm)	Regular (> 0.2 %)	Si (4-20 mA)	¿ "Semi flush" ?
Wika	MCTO-1	Si	Si	Si (2 cm)	No (> 0.5 % y < 2 % TEB)	Si (0.5 - 4.5 V)	MEMS
Wika	S-11	Si	Si	No (10 cm)	¿ Si ? (revisar opciones)	Si (4-20 mA)	
Sensotec	S G	Si	No	Si (2 cm)	No (> 1.0 %)	No (0-100 mV)	
Sensotec	F	Si	No	Si (0.15 cm)	No (> 1.0 %)	No (0-100 mV)	
Sensotec	A205	Si	No	Si (4 cm)	No (> 0.5 %)	No (0-100 mV)	
Data Instruments	BL	Si	Si	No (8 cm)	No (> 1.0 %)	Si (4-20 mA)	
Data Instruments	AB / HP	Si	Si	Si (3 cm)	Regular (> 0.5%)	No (0-100 mV)	
Omega	PXM 44	Si	Si	No (12 cm)	No (> 0.5 %)	Si (4-20 mA)	
Druck	PDRC 200	Si	No	Si (≈ 4 cm)	Regular (> 0.2 %)	No (0-100 mV)	"Miniature"
Druck	PDRC 4000 (option "A")	¿ Si ?	Si	¿ Si ? (≈ 6 cm)	Si (≈ 0.1% EM 10C-EB)	No (0-100 mV)	¿ Sobre pedido ? ("core")
Novasensor	NPI 19 (Port type "A")	Si	Si	Si (1.5 cm)	Regular (≈ 0.2% EM 10C-EB)	No (0-100 mV)	MEMS
Keller	"Series 15"	Si	Si	Si (5 cm)	Regular (> 0.25 %)	No (0-100 mV)	
Keller	"Series 3L - 10L"	Si	Si	Si (< 2 cm)	Regular (> 0.25 %)	No (0-100 mV)	MEMS
Keller	"Series 9LX" (incl. µProc.)	Si	Si	Si (0.5 cm)	Si (<0.1% EM 10C-EB)	Si (4-20 mA) (8-28 V) (serial)	¿ µProc confiable ? ¿ Estabilidad ? ¿ Tiempo de respuesta ?
Futek	PFT 510	Si	?	Si (≈ 3 cm)	No (> 0.5 %)	?	
Futek	Series "PFS 985"	¿ Si ?	Si	Si (3.5 cm)	Regular (> 0.25 %)	Si (4-20 mA)	¿ "Semi-flush" ?
Kistler	211 B	Si	?	Si (< 4 cm)	No (1.0% FSO)	Si (4-20 mA)	
Kistler	4005 B	Si	Si	Si (< 4 cm)	Si (0.2% FSO maxi)	¿ Si ?	¿ Sobre pedido ? ¿ Costo ?
Broil Tech	BT-PT -100-FS	Si	Si	???	Si (< 0.2% FSO)	Si (4-20 mA)	¿ Pedir en India ? ¿ Data sheet completo ?
GP:50	7600	¿ Si ?	Si	No (> 8.5 cm)	Si (< 0.1% FSO)	Si (4-20 mA)	

Kulite	ETL-200-375 ETM-200-375	Si	Si	Si (< 4 cm)	Regular (> 0.25 %)	Si (4-20 mA)	
Kulite	ETL-76I-190	Si	Si	Si (< 3 cm)	Regular (> 0.25 %)	Si (4-20 mA)	



Paroscientific, modelo "2000 A"



Paroscientific, modelo "9000"



Heise, modelo "DXD"



Heise, modelo "HPO"



Ashcroft, modelo "KX"



Siemens, modelo "Serie Compact"



Wika, modelo "S 11"



Model A-105

Model A-205

Sensotec, modelo "A105 / A205"

Wika, modelo "MCTO-1"



Model S

Sensotec, modelo "S"



Honeywell / Sensotec, modelo "F"



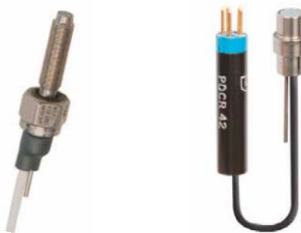
Data Instruments, modelo "AB/HP"



Data Instruments, modelo "BL"



Omega, modelo "PXM 44"



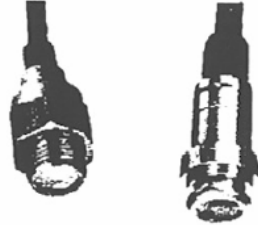
Druck, modelos "PDCR 200" y "PDCR 42"



Druck, modelo "PDCR 4000"



Novasensors, modelo "NPI 19"



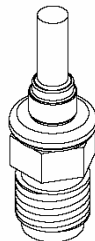
Keller, modelos "Series 15" y "Series 15 M"



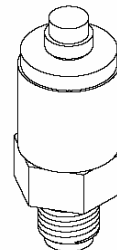
Keller, "Series 3L - 10 L"



Keller, modelo "Series 9LX"



Futek, modelo "PFT 510"



Futek, modelo "Series PFS 980"



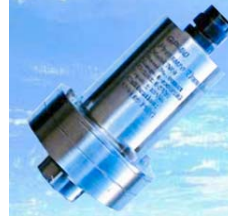
Kistler, modelo "Piezotron 211 B"



Kistler, modelo "4005 B"



Broil Tech, "BT-PT -100-FS"



GP:50, modelo "7600"



Kulite, "ETL-200-375" o "ETM-200-375"



Kulite, "ETL-761-190"