

Análisis de un sistema hidroneumático colector para el aprovechamiento de la energía del oleaje (*)

Por CESAR VIDAL PASCUAL
Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos

Uno de los sistemas de aprovechamiento de la energía del oleaje es el denominado RHFC (Resonador Hidroneumático Fijo Colector), que está siendo objeto de estudio en nuestro país. En el artículo se analiza el comportamiento de dicho sistema, mediante un modelo lineal y ensayos en modelo reducido, exponiéndose conclusiones de diseño.

1. INTRODUCCION

En (1) se describe el sistema seleccionado para el aprovechamiento de la energía del oleaje, denominado Resonador Hidroneumático Fijo Colector (RHFC), derivado del National Engineering Laboratory (NEL) Oscillating Water Column (OWC).

Todos los diseños del NEL OWC se sitúan en una turbina de aire sobre cada cámara. Sin embargo, si se coleccionan los flujos de aire de las cámaras en dos conductos de alta y baja presión, se logra la rectificación y el suavizamiento de las oscilaciones del flujo de aire, permite grupos mayores, facilita la operación y el mantenimiento y permite el trabajo en los casos extremos de calma o temporal.

Algunos experimentos con colección de flujos efectuados por el NEL (2) confirman la reducción de eficiencia debida a la falta de control del comportamiento de las columnas de agua individuales y a una amortiguación inadecuada.

Este trabajo demuestra que se pretende alcanzar las altas eficiencias del NEL OWC aún con colección de los flujos de aire si se controla la amortiguación de las columnas de agua. Este control se obtiene mediante válvulas de paso de aire automáticas situadas entre la cámara de aire y los conductos colectores.

Para analizar el comportamiento del RHFC se desarrolla un modelo matemático lineal de comportamiento y se realizan unos ensayos en mo-

delo reducido. El análisis comparativo de los resultados permite determinar, aparte del comportamiento del RHFC, las limitaciones del modelo lineal.

2. ANALISIS BIDIMENSIONAL DEL MOVIMIENTO DE LA COLUMNA DE AGUA

En lo sucesivo, emplearemos las hipótesis de la teoría del flujo potencial lineal:

a) Los flujos son irrotacionales y los fluidos incomprensibles e inviscibles, por lo que se puede definir un potencial de velocidades.

b) La altura de ola y las respuestas de la columna de agua son pequeñas comparadas con la longitud de onda, profundidad y dimensiones típicas de la cámara, por lo que las condiciones de superficie libre pueden ser linealizadas con la altura de ola y las ecuaciones del movimiento de la columna de agua con su respuesta.

En la figura 1 se presenta un esquema bidi-

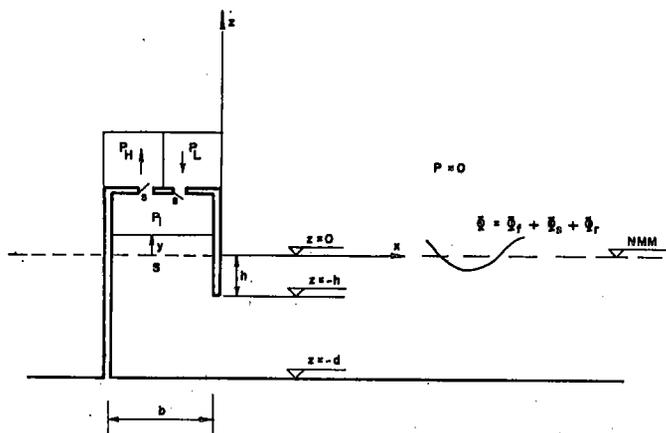


Figura 1.—Esquema bidimensional RHFC.

(*) Se admiten comentarios sobre el presente artículo, que podrán remitirse a la Redacción de esta Revista hasta el 30 de septiembre de 1987.

mensional de una sección x-z de una cámara. Para la resolución del problema necesitamos añadir las siguientes hipótesis:

c) La superficie libre interior permanece horizontal.

d) Las presiones de colección P_H y P_L son despreciables comparadas con la amplitud de la presión del aire en la cámara.

En el supuesto de cumplirse «a» y «b», en $x > 0$ se puede definir un potencial de velocidades de la forma:

$$\phi = \phi_f + \phi_s + \phi_r \text{ en } x > 0 \quad (1)$$

Donde:

ϕ_f = Potencial de velocidades incidente sin perturbar.

ϕ_s = Potencial dispersado por la estructura cuando la columna de agua se mantiene fija y aquella es excitada por ϕ_f .

ϕ_r = Potencial radiado cuando la columna de agua se mueve en su modo vertical en un fluido en otro caso en reposo.

Si ϕ_f es una onda lineal, progresiva en el sentido de las x negativas, con altura H y período T y la columna de agua se mantiene fija, la solución para $\phi_f + \phi_s$ es una onda estacionaria de la forma:

$$\phi_f + \phi_s = \frac{gH}{2\sigma} \frac{\cosh hk(d+z)}{\cosh hkd} \cos kx \sin \sigma t \text{ en } x > 0 \quad (2)$$

Donde:

g: Aceleración de la gravedad.

σ : Frecuencia angular = $2\pi/T$.

k: Número de onda = $2\pi/L$.

L: Longitud de onda.

d: Profundidad del agua.

z: Coordenada vertical (positiva hacia arriba).

t: Variable tiempo.

No hay una superficie física entre el flujo oscilatorio extremo en $x > 0$ y el flujo interno unidireccional de la columna de agua. En las cercanías de $x = 0$ se producirá una transición gradual entre ambos flujos. En lo sucesivo, su-

pondremos que la zona de transición termina en $x = 0$ y que para $x > 0$ queda establecido el potencial expresado en (1).

Un sistema lineal, excitado por una fuerza de frecuencia σ , responde con oscilaciones lineales de la misma frecuencia, pero con amplitud A y fase ϵ desconocidas.

La onda radiada será, en $x > 0$ una onda lineal, progresiva en el sentido de las x positivas, de frecuencia σ y de amplitud A y fase ϵ , desconocidas:

$$\phi_r = \frac{\alpha gH}{2\sigma} \frac{\cosh hk(d+z)}{\cosh hkd} \sin(kx - \sigma t + \epsilon) \text{ en } x > 0 \quad (3)$$

siendo:

$$\alpha = A/H \quad (4)$$

A partir de (2) y (3), utilizando (1), el potencial exterior es de:

$$\phi = \frac{gH}{2\sigma} \frac{\cosh hk(d+z)}{\cosh hkd} (2 \cos kx \sin \sigma t + \alpha \sin(Kx - \sigma t + \epsilon)) \text{ en } x > 0 \quad (5)$$

Las variables incógnitas del potencial exterior son α y ϵ . El movimiento unidireccional «y» de la columna de agua es también incógnita, por lo que necesitamos tres ecuaciones para determinar ϵ , α e y.

La primera ecuación es la de continuidad entre el agua que penetra en la cámara y el desplazamiento vertical de la superficie libre interior. La onda estacionaria $\phi_f + \phi_s$ no da flujo horizontal en $x = 0$, luego esta ecuación relaciona el desplazamiento vertical «y» de la columna de agua con las incógnitas del potencial radiado, α y ϵ :

$$\int_{-d}^{-h} \left[\frac{\partial \phi_r}{\partial x} \right]_{x=0} dz = -\dot{y}b \quad (6)$$

Donde:

h: Profundidad a la que penetra el panel frontal.

b: Anchura de la cámara.

$\dot{y}, \ddot{y} \dots$: Derivadas de y respecto al tiempo.

La segunda ecuación plantea la conservación de la cantidad de movimiento en la columna de agua. En esta ecuación desconocemos la masa real M del pistón de agua y la superficie de acción de la presión hidrodinámica exterior debida al potencial exterior ϕ .

Para eludir el problema, planteamos el equilibrio dinámico cuando las fuerzas hidrodinámicas exteriores en $x = 0$ son nulas, en el supuesto de que la anchura de la cámara «b» es muy pequeña comparada con la longitud de onda:

$$b \ll L \quad (7)$$

La ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento resultante es:

$$\frac{d}{dt} (M\dot{y}) = \sum F_{\text{ext}} \text{ en } t = t_0 \quad (8)$$

Donde F_{ext} son las fuerzas que actúan sobre la columna de agua en el instante $t = t_0$. La fuerza hidrodinámica debida al potencial exterior ϕ estará en fase con la presión debida a ϕ en $x = 0$ y, teniendo en cuenta (7), será cero en $t = t_0$, esto es, en teoría lineal:

$$\left[\frac{\partial \phi}{\partial t} \right]_{x=0} = 0 \quad (9)$$

En la ecuación (9) hemos perdido información respecto a la fase. Esta puede ser recobrada a través de una tercera ecuación que establece el balance energético entre los flujos exterior e interior:

$$\begin{aligned} \rho \int_t^{t+T} \left[\int_{-d}^0 \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_{x=0} dz \right] dt = \\ = \int_t^{t+T} P \dot{y} dt \end{aligned} \quad (10)$$

Donde:

P : Presión del aire en la cámara.

ρ : Densidad del agua.

Con las ecuaciones (6), (8) y (10), el problema en α , ϵ e σ queda resuelto. Desarrollaremos a continuación estas ecuaciones.

2.1 Ecuación de continuidad

Utilizando la expresión (4) para ϕ , de la ecuación de continuidad (6) se obtienen:

$$y_0 = \frac{\alpha g H \operatorname{sen} h k (d - h)}{2 b \sigma^2 \cos h k d} \quad (11)$$

$$y = y_0 \operatorname{sen} (\epsilon - \sigma t) \quad (12)$$

Donde y_0 es la amplitud del movimiento vertical de la columna de agua.

2.2 Ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento

Resolviendo la ecuación (9) con el potencial exterior ϕ de (5), obtenemos para t_0 :

$$\tan \sigma t_0 = \frac{2 - \alpha \cos \epsilon}{\alpha \operatorname{sen} \epsilon} \quad (13)$$

Las fuerzas que actúan sobre el pistón de agua en $t = t_0$ son:

$$\sum F_{\text{ext}} = F_p + F_g \text{ en } t = t_0 \quad (14)$$

Donde:

F_p : Fuerza vertical debida a la acción de la presión del aire sobre la superficie libre interior horizontal de la columna de agua.

F_g : Fuerza gravitatoria debida al desequilibrio de la superficie libre interior de la columna de agua con respecto al nivel medio.

La fuerza hidrostática cuando la superficie libre interior está en una posición «y» es:

$$F_g = -\rho g b y \quad (15)$$

Es decir, F_g es un muelle lineal.

Teniendo en cuenta (12) y (15), obtenemos:

$$F_g = \rho g b (\cos \epsilon \operatorname{sen} \sigma t - \operatorname{sen} \epsilon \cos \sigma t) y_0 \quad (16)$$

La presión del aire en la cámara depende del movimiento de la superficie libre interior. Conocida P_i , la fuerza debida a la presión interior del aire será:

$$F_p = -b P_i \quad (17)$$

La relación entre el movimiento de la superficie libre interior y la presión del aire en la cá-

para se puede determinar estableciendo las ecuaciones de Bernoulli y continuidad entre el aire desplazado en la cámara de área S y el flujo a través de la válvula de paso, de área s (3). Teniendo en cuenta las hipótesis «a» y «d», la presión es:

$$P_i = c\dot{y}|\dot{y}| \quad (18)$$

Donde:

$$c = (S/s)^2 \rho_o/2: \text{Coeficiente de amortiguación} \\ \rho_o = \text{Densidad del aire} \quad (18')$$

$|\dot{y}|$ = Módulo.

Por lo tanto, F_p se comporta como un amortiguador no lineal. Para poderlo incluir en la ecuación de la cantidad de movimiento, linealizamos (18) según la técnica descrita en (4), reemplazando (18) por una expresión lineal de la forma

$$P_o = D\dot{y} \quad (19)$$

De se obtiene igualando la energía disipada en un período en la cámara por (18) y (19):

$$cb \int_t^{t+T} \dot{y}^2 |\dot{y}| dt = Db \int_t^{t+T} \dot{y}^2 dt \quad (20)$$

Operando se obtiene:

$$D = \frac{8}{3\pi} c \sigma y_o \quad (21)$$

Teniendo en cuenta (19), (21) y (12), (17) queda:

$$F_p = \frac{8b}{3\pi} c \sigma^2 (\cos \epsilon \cos \sigma t + \sin \epsilon \sin \sigma t) y_o^2 \quad (22)$$

Teniendo en cuenta la hipótesis «b», la masa real del pistón de agua, M, se puede considerar constante y proporcional a las dimensiones de la cámara:

$$M = \beta bh p \sigma^2 \quad (23)$$

Donde β es una constante.

El término de inercia del primer miembro de

la ecuación (18) es, teniendo en cuenta (23) y (12):

$$\frac{d}{dt} (M\dot{y}) = \beta bh p \sigma^2 \cdot$$

$$\cdot (\cos \epsilon \sin \sigma t - \sin \epsilon \cos \sigma t) y_o \quad (24)$$

Resolviendo (8), utilizando las ecuaciones (16), (22) y (24), obtenemos un nuevo valor para t_o :

$$\tan \sigma t_o = \frac{y_o + A \operatorname{tg} \epsilon}{A - y_o \operatorname{tg} \epsilon} \quad (25)$$

$$A = \frac{\beta bh \sigma^2 - \rho gb}{\frac{8b}{3\pi} c \sigma^2} \quad (26)$$

Igualando los valores de t_o obtenidos en (25) y (13), y teniendo en cuenta (11), obtenemos:

$$y_o = \frac{2A \cos \epsilon}{(A \alpha_o + 2 \sin \epsilon)} \quad (27)$$

$$\alpha_o = \frac{2b \sigma^2 \cos hkd}{gH \sin hk(d-h)} \quad (28)$$

$$\alpha = \alpha_o y_o \quad (29)$$

2.3 Ecuación de la conservación de la energía

Utilizando las ecuaciones (5), (18), (11) y (28) y tras algunas operaciones, la ecuación (13) se transforma en:

$$\frac{8}{3} cb \sigma^2 y_o^2 + E_i \alpha_o^2 y_o - 2E_i \alpha_o \cos \epsilon = 0 \quad (30)$$

$$E_i = \frac{pg\pi H^2}{8k} G \quad (31)$$

$$G = 1 + \frac{2kd}{\sin h 2Kd} \quad (32)$$

2.4 Determinación de y_o , α , P_j y eficiencia

Las ecuaciones (30) y (27) permiten la determinación numérica de y_o y ϵ . Conocido y_o , α se determina mediante (11).

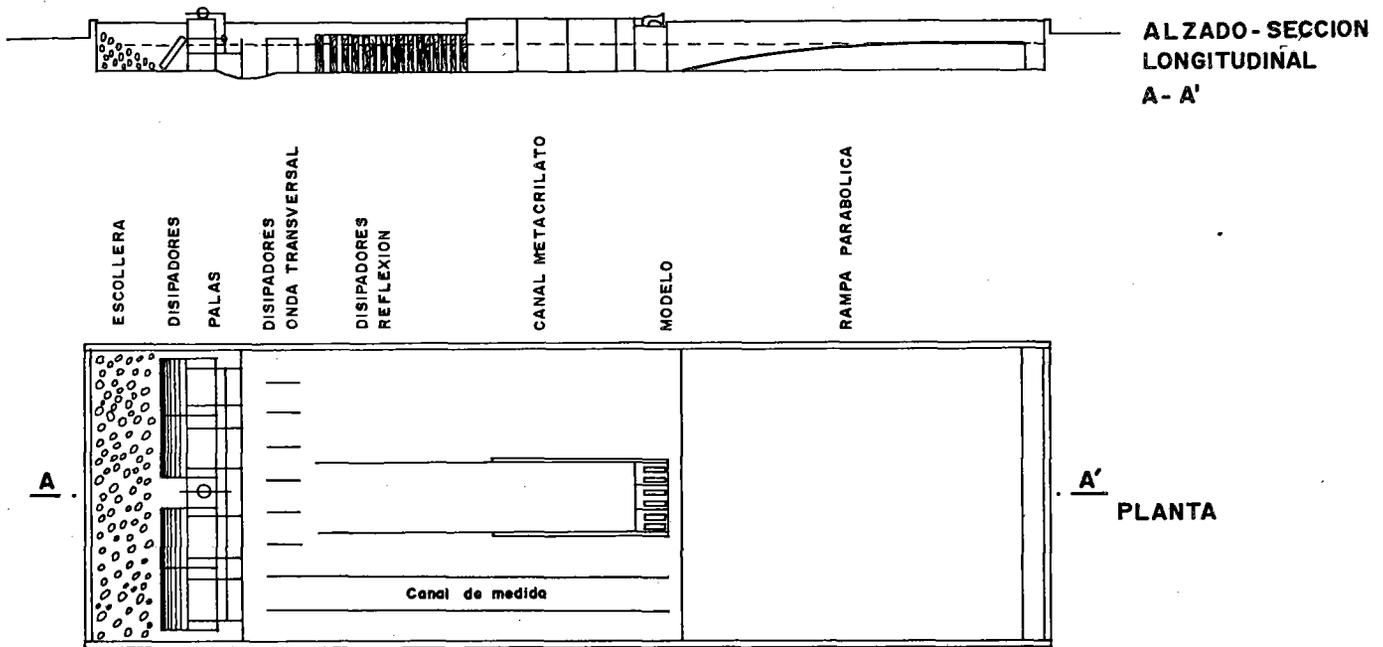


Figura 2. - Disposición elementos tanque.

E: 1 / 150

La amplitud de la oscilación de la presión del aire en la cámara se calcula a partir de (18):

$$P_o = c\sigma^2 y_o^2 \quad (33)$$

Si definimos Eficacia Hidrodinámica como la relación entre la energía disipada en la cámara y la incidente debida a ϕ_f , en un período, utilizando (31) y (20) obtendremos:

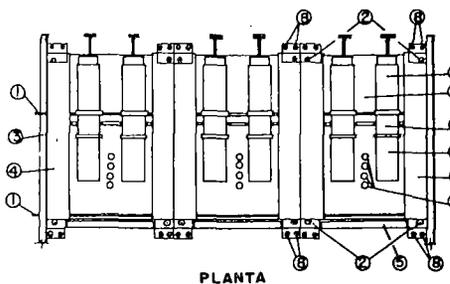
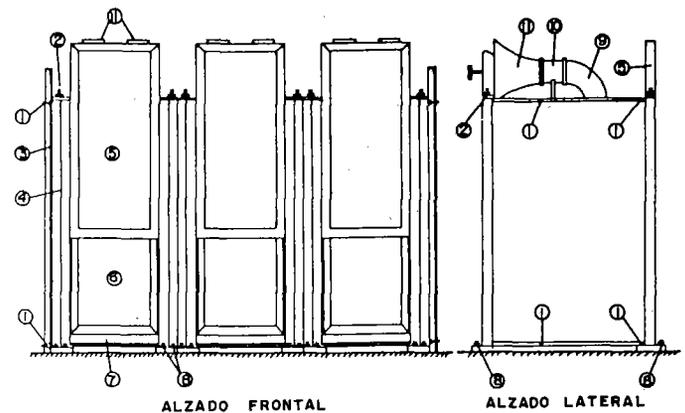
$$E_f = \frac{64}{3\pi} C \frac{\rho_p}{\rho} \frac{bk\sigma^2}{gH^2} y_o^3 \quad (34)$$

Los resultados de este modelo se comentarán en el apartado 4.

3. MODELO FISICO

Los ensayos en modelo se han realizado en el tanque de oleaje del Departamento de Puertos y Obras Marítimas de la Universidad de Santander. La disposición de los elementos del modelo en el tanque se muestra en la Figura 2.

El modelo, construido en plástico y aluminio, tiene tres cámaras de dimensiones $b = 0,56$ m, $h = 0,157$ m, la profundidad del agua es de 0.75 m. La longitud total del modelo es de dos metros.



- ① BARRA DE TENSADO HORIZONTAL
- ② " " " VERTICAL
- ③ PANEL LATERAL DEL CANAL
- ④ " " " MODELO
- ⑤ " FRONTAL AJUSTABLE
- ⑥ " POSTERIOR
- ⑦ " INFERIOR
- ⑧ ANCLAJE AL SUELO DEL TANQUE
- ⑨ CONDUCTOS DE ENTRADA Y SALIDA
- ⑩ VALVULAS DE RETENCION
- ⑪ " " PASO
- ⑫ ORIFICIOS PARA LOS TRANSDUCTORES
- ⑬ PANEL SUPERIOR TRANSPARENTE

Figura 3. - RGFC. Disposición sin colector.

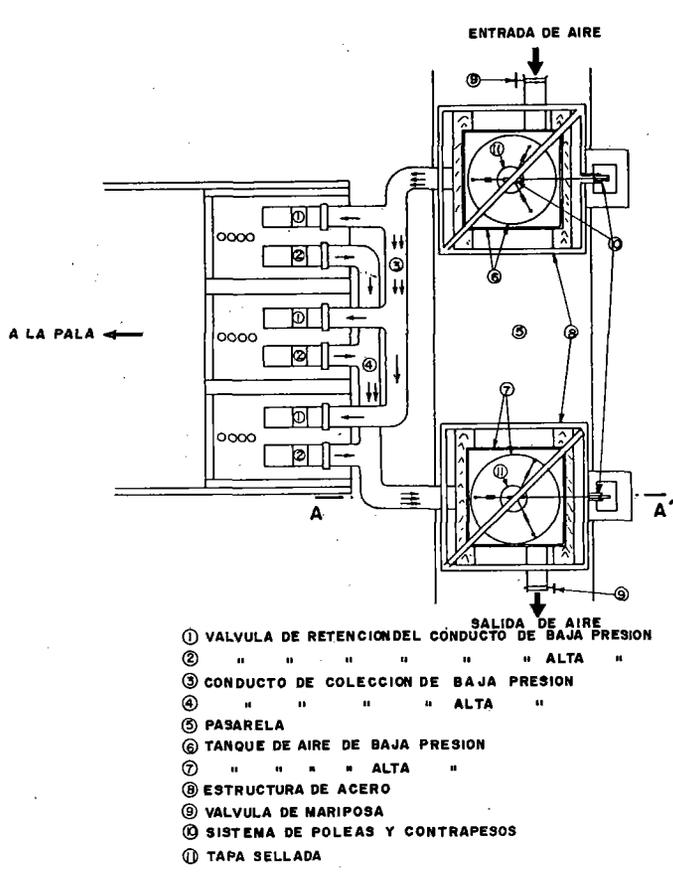


Figura 4.—RHFC. Disposición con colector.

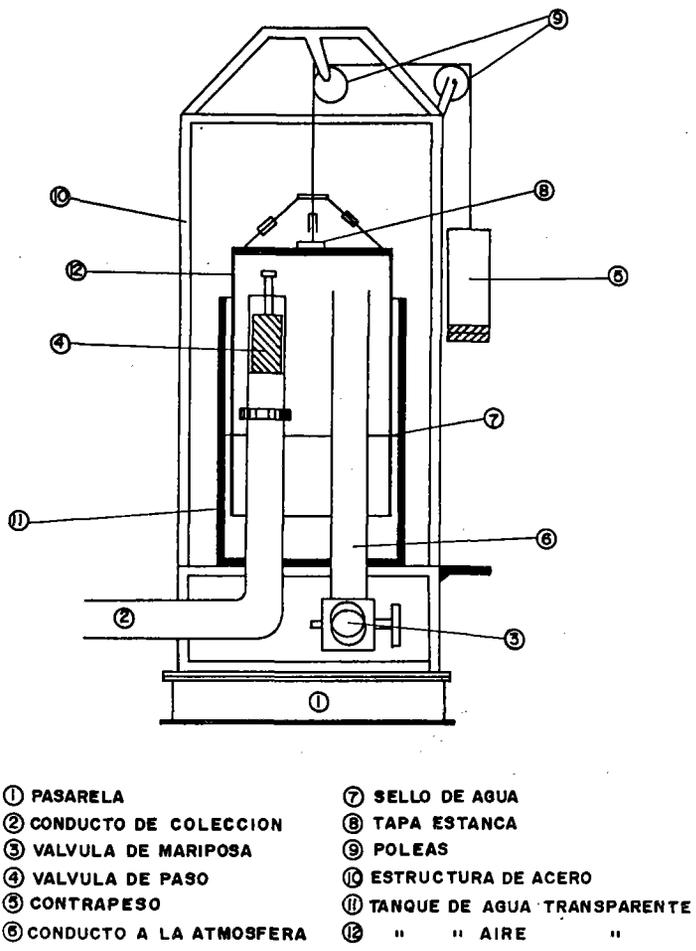
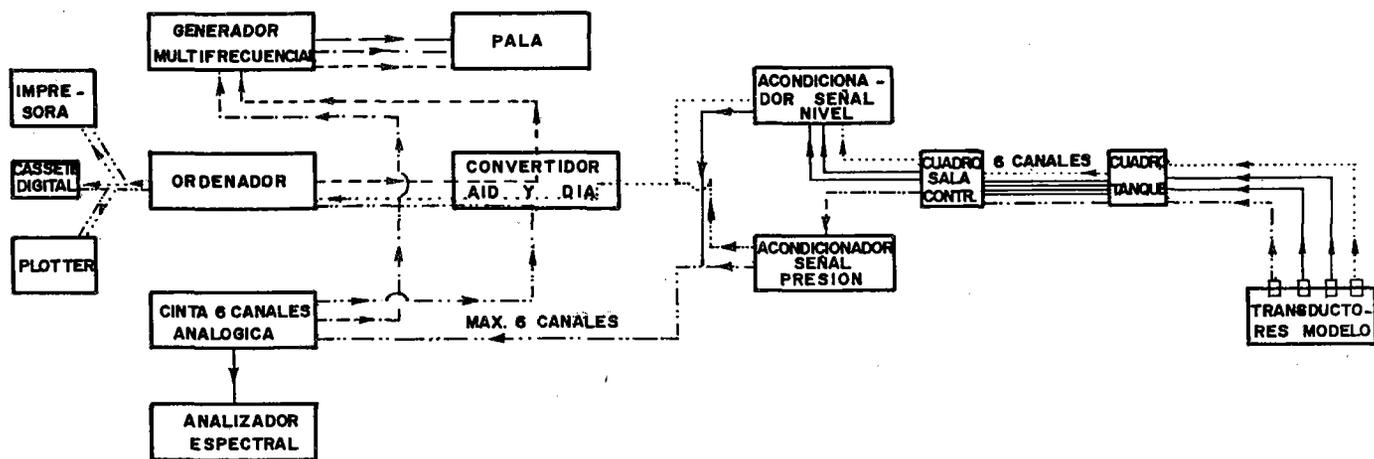


Figura 5.—RHFC. Disposición con colector.



- GENERACION DE OLAJE MEDIANTE EL GENERADOR MULTIFRECUENCIAL
- - - GENERACION DE OLAJE MEDIANTE EL ORDENADOR
- · - · - GENERACION DE OLAJE A PARTIR DE UN REGISTRO DE CINTA
- · · · · ANALISIS DIRECTO DE LA SEÑAL DE UN SENSOR
- · - · - ANALISIS DE LA SEÑAL DE UN SENSOR A PARTIR DE SU ALMACENAMIENTO EN CINTA

Figura 6.—Esquema general proceso medida.

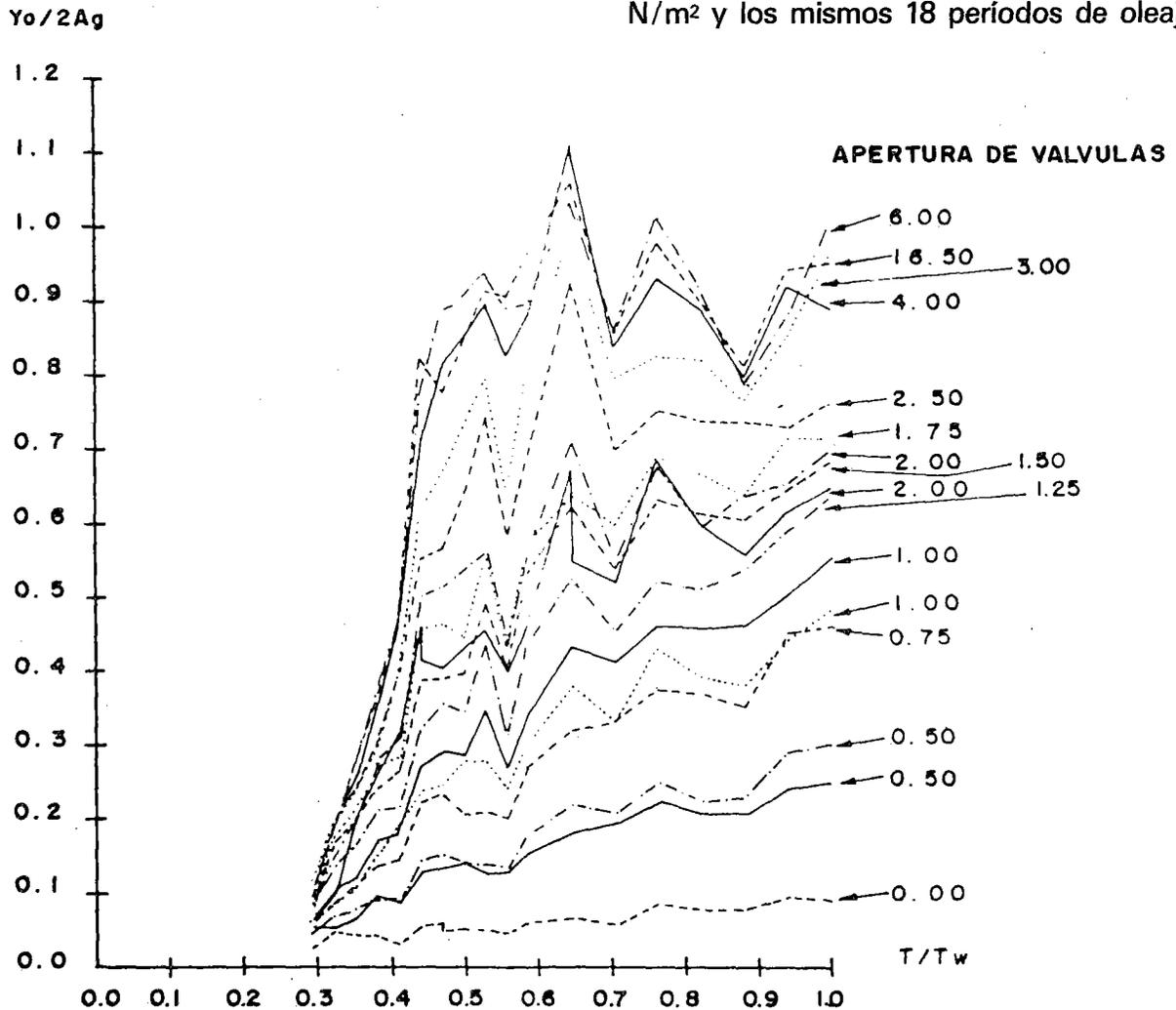
ANALISIS DE UN SISTEMA PARA APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA DEL OLEAJE

En el panel superior se encuentran las aperturas para los conductos de entrada y salida de aire y para los transductores. La cámara central se instrumenta mediante un transducer de nivel de agua y otro de presión de aire. Fuera del canal del modelo se dispone de otro transductor de nivel, para la medida de la ola generada, situada a la misma distancia de la pala que el situado en el interior de la cámara.

Los ensayos se realizan con oleaje regular y cada prueba se caracteriza por la apertura de las válvulas de paso y por el período y la amplitud de las ondas generadas. La experimentación se realiza en dos etapas. En la primera, la descarga y la toma de aire de cada cámara es individual, simulando las válvulas de paso la

amortiguación de las turbinas. Dos válvulas de retención dirigen el flujo de los conductos, Figura 3. En esta etapa, se realizan 380 pruebas, con 13 diferentes aperturas de válvulas, 18 períodos en el rango de 1 seg. $< T < 3,4$ seg. y alturas de ola entre 10 y 25 cm.

En la segunda etapa, los flujos de aire de las tres cámaras se colectan en dos conductos que mantienen a alta y baja presión constante mediante dos tanques de aire de volumen variable para simular las condiciones reales en los conductos colectores de un RHFC. La entrada y salida de los tanques de aire se regula mediante sendas válvulas de mariposa para mantener el equilibrio de los tanques de aire, Figuras 4 y 5. En esta etapa se realizan 36 pruebas, con 2 presiones de colección: ± 140 N/m² y ± 320 N/m² y los mismos 18 períodos de oleaje.



DATOS:

$b = .56$ m.

$h = .157$ m.

$d = .75$ m.

$T_w = 3.4$ s

Figura 7.—Amp. sup. libre.

En la figura 6 se representa el esquema general del proceso de medida. En cada prueba, las señales recibidas se registran durante un tiempo de 100 olas. Se selecciona un registro simultáneo de 10 olas de cada transductor. Un ordenador procesa los registros y presenta los siguientes resultados para cada prueba:

— Amplitud, período y un dibujo continuo de la señal de:

- Ola generada.
- Oscilación de la superficie libre interior.
- Oscilación de la presión interior.
- Oscilación de la velocidad de la superficie libre interior.
- Oscilación de la potencia disipada en la cámara.

para cada una de las diez ondas individuales y los valores medios.

— Energía total y potencia media de las diez ondas incidentes, energía total y potencia media disipada en la cámara y eficiencia hidrodinámica.

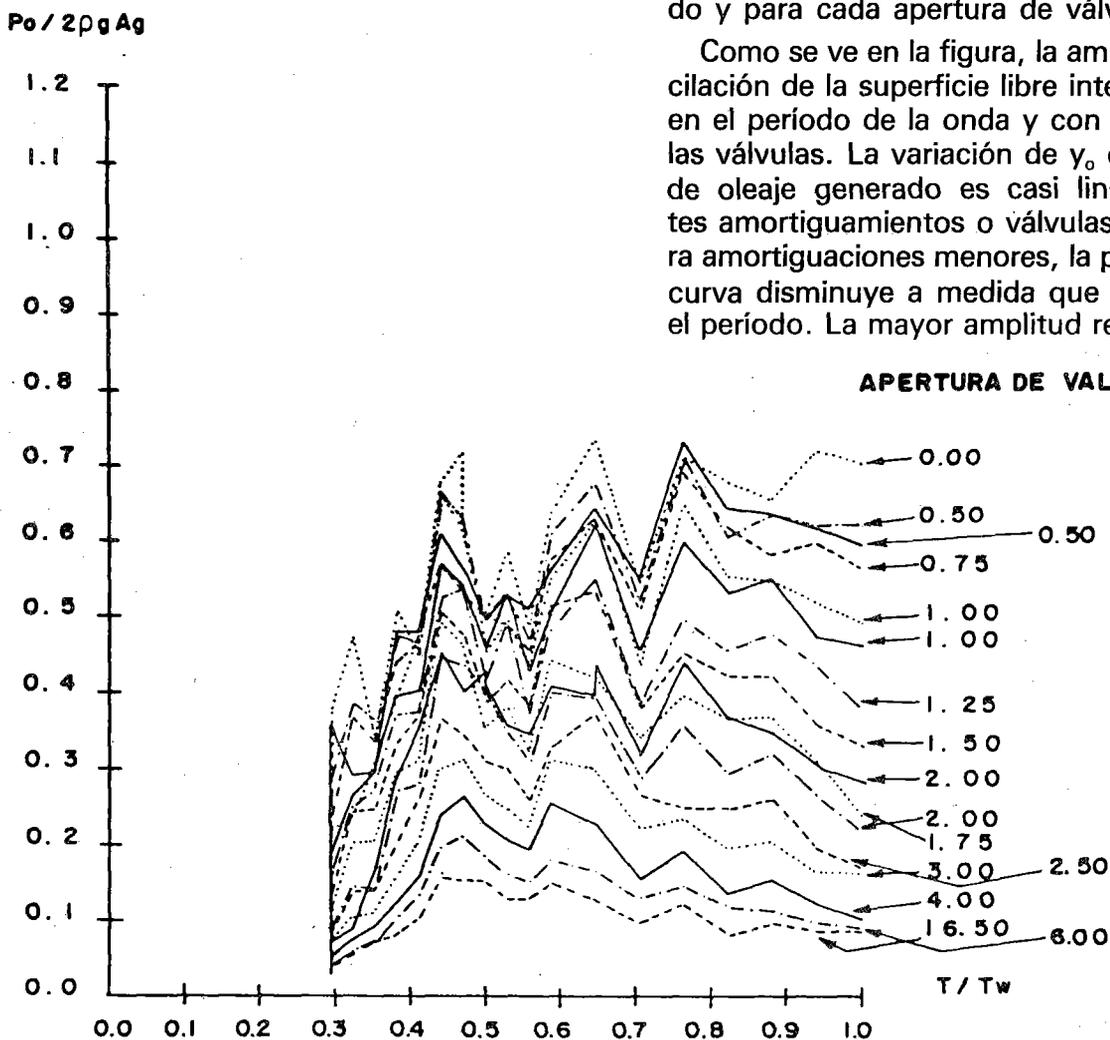
Los listados y dibujos completos de los resultados se presentan en la referencia (5).

4. ANALISIS DE LOS RESULTADOS

4.1 Ensayos con descarga individual

En la Figura 7 se presentan los valores de $y_o/2Ag$, Ag : amplitud de la onda generada, obtenidos en los ensayos, en función del período de oleaje para cada apertura de válvulas.

Como se ve en la figura, la amplitud de la oscilación de la superficie libre interior, y_o , crece en el período de la onda y con la apertura de las válvulas. La variación de y_o con el período de oleaje generado es casi lineal para fuertes amortiguamientos o válvulas cerradas; para amortiguaciones menores, la pendiente de la curva disminuye a medida que se incrementa el período. La mayor amplitud relativa, obteni-



DATOS:

$b = .56 \text{ m.}$ $h = .157 \text{ m.}$ $d = .75 \text{ m.}$ $T_w = 3.4 \text{ s.}$

Figura 8.—Amp. presión.

da con la máxima apertura de válvulas ($c = 1891$ Nseg²/m⁴ ó $S/s = 55$) es $y_o/2Ag \approx 1,1$. La amplitud de la onda generada tiene pequeña influencia, aunque $y_o/2Ag$ disminuye ligeramente a medida que Ag crece.

En la figura 8 se presentan los valores de $P_o/2\rho g Ag$ obtenidos en los ensayos en función del período del oleaje generado, para cada apertura de válvulas.

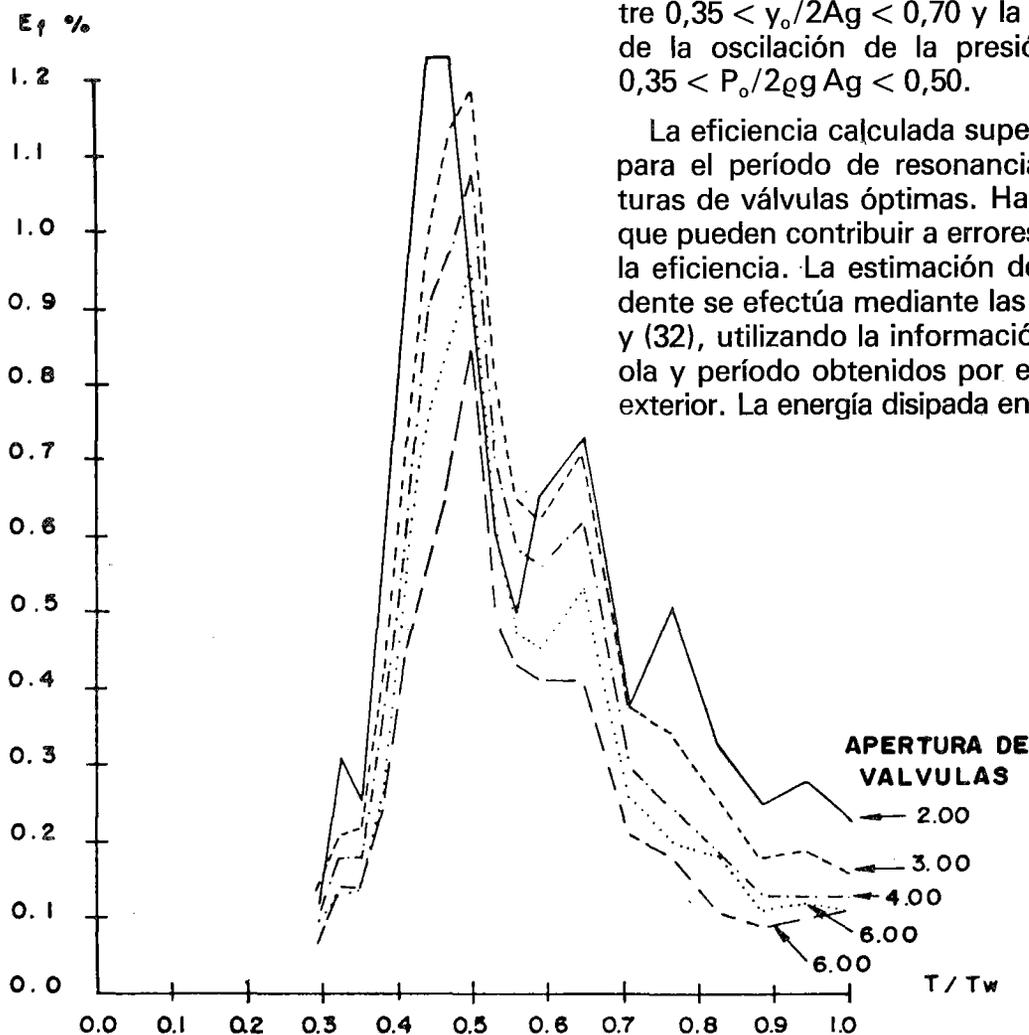
Las curvas $P_o/2\rho g Ag$ tienen un máximo con el período que se mueve hacia períodos mayores a medida que se incrementa el coeficiente de amortiguación. La mayor amplitud relativa de la presión del aire en la cámara, obtenida con las válvulas cerradas ($c = 1.634,181$ Nseg²/m⁴ ó $S/s = 1.617$), es $P_o/2\rho g Ag \approx 0.7$

Las presiones relativas disminuyen a medida que se abren las válvulas.

Las Figuras 9 y 10 presentan los valores de eficiencia, calculados a partir de los resultados anteriores y de la velocidad de la superficie libre interior en función del período del oleaje generado y para cada apertura de válvulas.

Estas curvas tienen un máximo para el período de resonancia, 1,5-1,7 seg. El incremento de la eficiencia es muy rápido para períodos por debajo del de resonancia. Las eficiencias máximas se han obtenido con aperturas de válvulas entre 1,25 y 3, medidas en el tornillo de la válvula ($5.000 < c < 30.000$ ó $90 < S/s < 200$). Para estos coeficientes de amortiguación y en el período de resonancia, la amplitud relativa de la oscilación de la superficie libre interior oscila entre $0,35 < y_o/2Ag < 0,70$ y la amplitud relativa de la oscilación de la presión interior entre $0,35 < P_o/2\rho g Ag < 0,50$.

La eficiencia calculada supera el 100 por 100 para el período de resonancia y en las aperturas de válvulas óptimas. Hay varios factores que pueden contribuir a errores en el cálculo de la eficiencia. La estimación de la energía incidente se efectúa mediante las expresiones (31) y (32), utilizando la información de la altura de ola y período obtenidos por el sensor de nivel exterior. La energía disipada en la cámara se cal-



DATOS:

$b = .56$ m.

$h = .157$ m.

$d = .75$ m.

$T_w = 3.4$ s

Figura 9.—Eficiencia.

cula a partir del 2.º miembro de la ecuación (10), utilizando la información de los sensores de presión de aire y nivel de agua interiores. En ambos procesos, las irregularidades de la superficie libre debidas a oscilaciones parásitas, superficie libre interior no horizontal, etc., pueden suponer hasta un 10 por 100 del desplazamiento total de la superficie libre, por lo que los errores en el cálculo de la eficiencia, proporcional a γ^3 pueden alcanzar hasta un 30 por 100. Esto permite asegurar eficiencias máximas alrededor del 90 por 100, lo que coincide con los resultados del NEL para el rompeolas OWC.

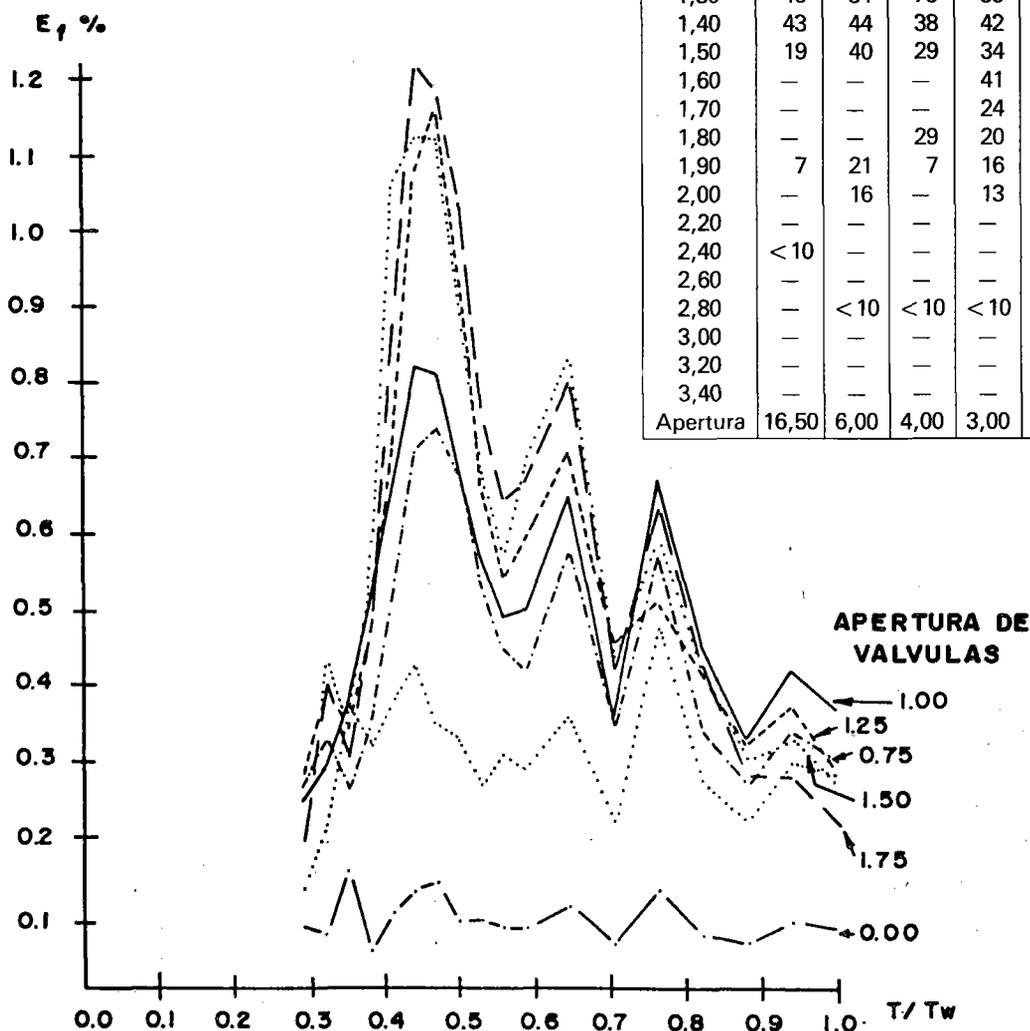
La hipótesis «c» del modelo matemático supone una superficie libre interior horizontal. Las observaciones experimentales, (Tabla I) indican que para $L/b < 7$, la superficie libre interior tiene desplazamientos verticales en el panel

posterior de la cámara un 10 por 100 mayores que los del panel frontal, por lo que en estos casos no se puede suponer la superficie libre interior horizontal. Para paliar en lo posible el error de medida, el transductor de nivel se centra en la cámara. En la referencia (6), Jefferys propone un valor más optimista, $L/b < 3$, para la validez de la hipótesis «c».

TABLA I

RELACION B/A ENTRE LOS DESPLAZAMIENTOS EN LA PARED POSTERIOR Y ANTERIOR DE LA CAMARA

T	P %							
1,00	160	185	280	208	280	174	238	250
1,10	105	154	105	125	125	132	63	143
1,20	74	56	77	60	65	95	77	88
1,30	46	84	75	85	49	55	61	95
1,40	43	44	38	42	63	44	32	59
1,50	19	40	29	34	31	36	27	32
1,60	—	—	—	41	33	22	12	29
1,70	—	—	—	24	—	36	20	23
1,80	—	—	29	20	15	—	—	—
1,90	7	21	7	16	27	—	—	—
2,00	—	16	—	13	14	—	—	—
2,20	—	—	—	—	—	—	—	—
2,40	<10	—	—	—	—	—	—	—
2,60	—	—	—	—	—	<10	<10	<10
2,80	—	<10	<10	<10	<10	—	—	—
3,00	—	—	—	—	—	—	—	—
3,20	—	—	—	—	—	—	—	—
3,40	—	—	—	—	—	—	—	—
Apertura	16,50	6,00	4,00	3,00	2,50	1,75	1,50	1,25



DATOS:

b = .56 m. h = .157 m d = .75 m Tw = 3.4 s.

Figura 10.—Eficiencia.

4.2 Análisis comparativo entre los resultados del modelo matemático y el físico

El coeficiente de amortiguación puede ser expresado, a partir de las ecuaciones (18) y (18'), en función de las amplitudes, de la presión del aire y de la superficie libre interior en la cámara:

$$C = \frac{P_o}{\sigma^2 y_o^2} = \left(\frac{S}{s}\right)^2 \frac{e'_o}{2} \quad (35)$$

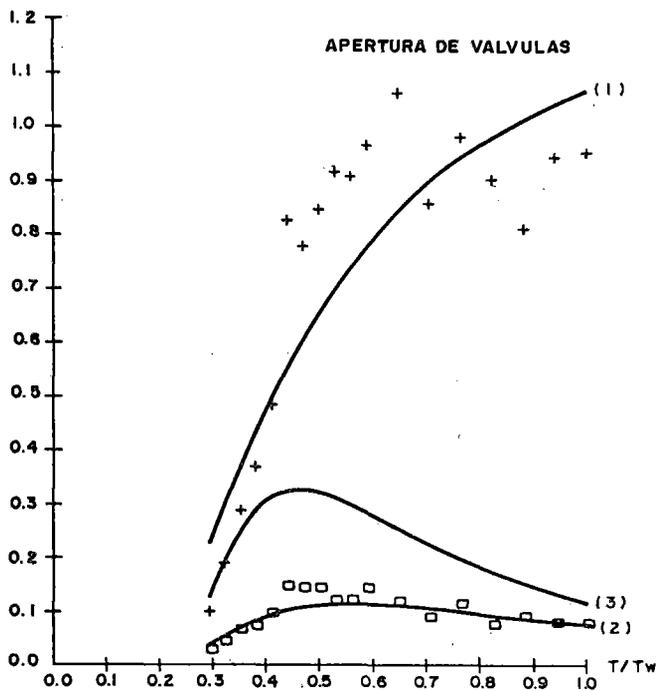
Utilizando los valores de P_o e y_o obtenidos en los ensayos con descarga individual, se determina el valor del coeficiente C, en el supuesto que sólo depende de la apertura de las válvulas. En la Tabla II se muestran los valores medios y las desviaciones típicas de C y S/s para cada apertura de válvulas. Como podemos ver, las desviaciones típicas de S/s ó C con el período de oleaje generado son inferiores al 10 por 100 de los valores medios de S/s ó C. La variación de C con la amplitud del oleaje generado es muy pequeña.

El coeficiente de masa, expresión (23) se ajusta igualando los períodos de resonancia del mo-

TABLA II

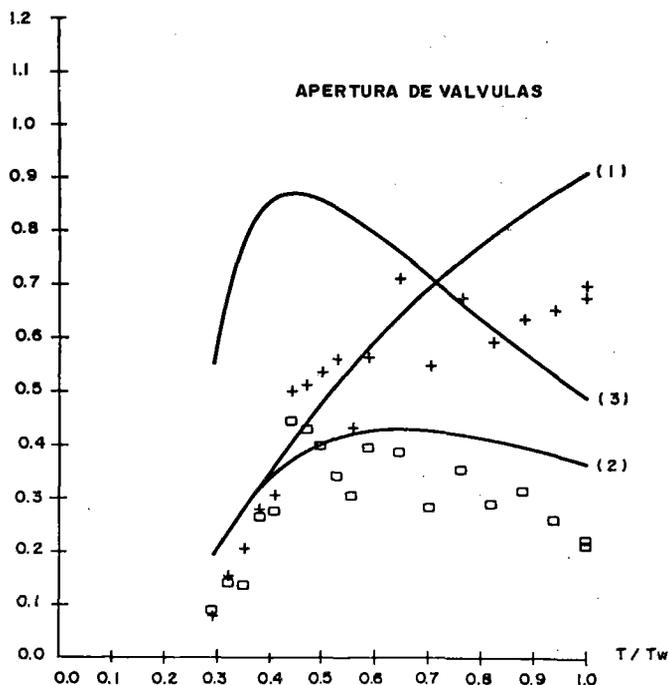
COEFICIENTES DE AMORTIGUACION EN FUNCIÓN DE LA APERTURA DE VALVULAS

Altura de ola	10 cm			15 cm			
	Apertura de válvulas	$C = \frac{N}{(\frac{m}{s})^2}$	S/s	Sdev %	C	S/s	Sdev %
16,50		1.891	55	15			
6,00		2.403	52	11			
4,00		3.331	73	11			
3,00		5.176	91	8			
2,50		7.426	109	6			
2,00		12.603	142	6	11.731	137	5
1,75		14.631	153	5			
1,50		20.026	179	5			
1,25		29.431	217	6			
1,00		45.563	270	5	43.560	264	5
0,75		86.026	371	6			
0,50		203.063	570	4	174.240	528	5
0,00		1.634.181	1.617	9			



DATOS:
 H = 0.100 m. $T_w = 3.400$ seg. $d = 0.750$ m $b = 0.560$ m.
 $h = 0.157$ m. $S/s = 55.000$ C.masa = 2.000
 CALCULATED: (1) y_o/H (2) $P_o/\rho g H$ (3) $E_f/100$
 EXPERIMENTAL: + : y_o/H o : $P_o/\rho g H$

Figura 11.—Comparación.



DATOS:
 H = 0.100 m. $T_w = 3.400$ seg. $d = 0.750$ m. $b = 0.560$ m.
 $h = 0.157$ m. $S/s = 142.000$ C.masa = 2.000
 CALCULATED: (1) y_o/H (2) $P_o/\rho g H$ (3) $E_f/100$
 EXPERIMENTAL: + : y_o/H o : $P_o/\rho g H$

Figura 12.—Comparación.

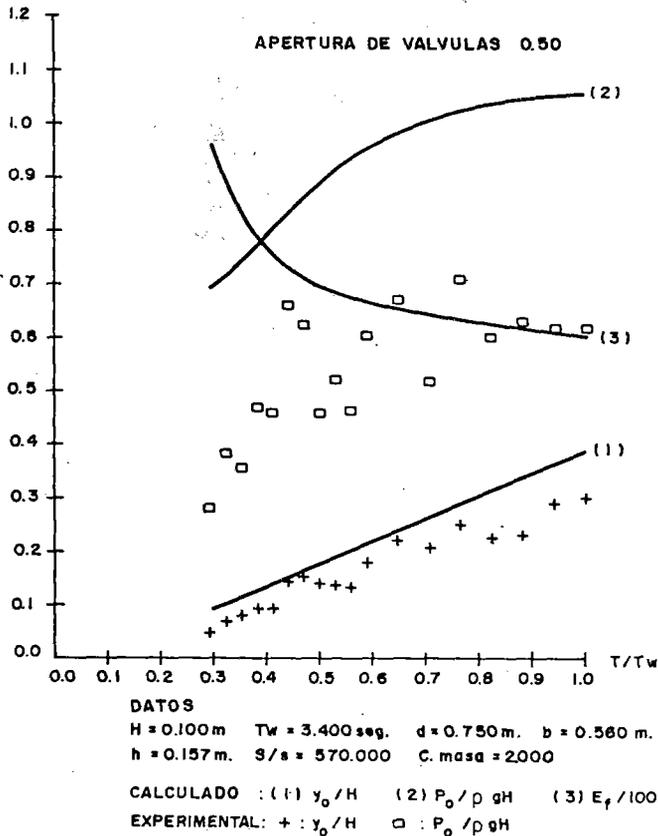


Figura 13. — Comparación.

delo matemático con los resultados medidos. El coeficiente de mejor ajuste es $\beta = 2$, por lo que la masa real del pistón de agua es $2bh\rho$.

En las Figuras 11, 12 y 13 se comparan los resultados del modelo físico con las curvas correspondientes del matemático, en tres apertu-

TABLA III

COEFICIENTES DE DESVIACION ENTRE LOS MODELOS MATEMATICO Y FISICO

S/s	Datos de Nivel λ	Datos de Presión λ
55	1,03	1,16
62	1,05	1,16
73	1,03	1,14
91	0,99	1,03
109	0,93	0,94
142	0,85	0,82
153	0,88	0,83
179	0,87	0,82
217	0,84	0,74
270	0,82	0,71
371	0,82	0,66
570	0,76	0,59

ras de válvulas diferentes. De la observación de las figuras se concluye:

- a) El comportamiento general del modelo matemático es correcto. Cerrando las válvulas (incrementando S/s ó C), la oscilación de la superficie libre interior disminuye y la de la presión del aire interior aumenta.
- b) Excepto para períodos en las cercanías del de resonancia, las oscilaciones de la superficie libre y de la presión del aire interiores son inferiores que las teóricas. Las desviaciones de los datos experimentales con respecto a las curvas teóricas se incrementan con el aumento de la amortiguación. Si B [I] representa los datos medidos y A [I] los puntos teóricos, las desviaciones se determinan calculando el valor de λ que minimiza la expresión:

$$E(\lambda) = \frac{\sqrt{\sum_{I=1}^N (\lambda A(I) - B(I))^2}}{N} \quad (36)$$

Donde N es el número de datos.

Los resultados obtenidos para λ se muestran en la Tabla N.º 3. Si tomamos como límite una desviación $[1 - \lambda] = 0,2$ para y_0 , el modelo teórico es válido hasta valores del coeficiente de amortiguación $C \approx 10^5 \text{ Nseg}^2/\text{m}^4$ ó $S/s \approx 400$. Para desviaciones máximas del mismo orden en las P_0 , los máximos valores de los coeficientes de amortiguación son $C \approx 25.000 \text{ Nseg}^2/\text{M}^4$ ó $S/s \approx 200$. Como la energía disipada en la cámara es función de y_0^3 , el modelo teórico en eficiencias sólo será válido hasta coeficientes de amortiguación $C \approx 14.000$ ó $S/s \approx 150$.

- c) A pesar de las desviaciones cuando la amortiguación es elevada, la forma de las curvas de amplitudes relativas de las oscilaciones de presión y nivel en la cámara sigue la de los datos. Por ejemplo, para grandes amortiguaciones, la variación de la amplitud relativa de la oscilación de la superficie libre interior con el período del oleaje generado es casi lineal y la curva de eficiencia es prácticamente independiente del período, en ambos modelos.

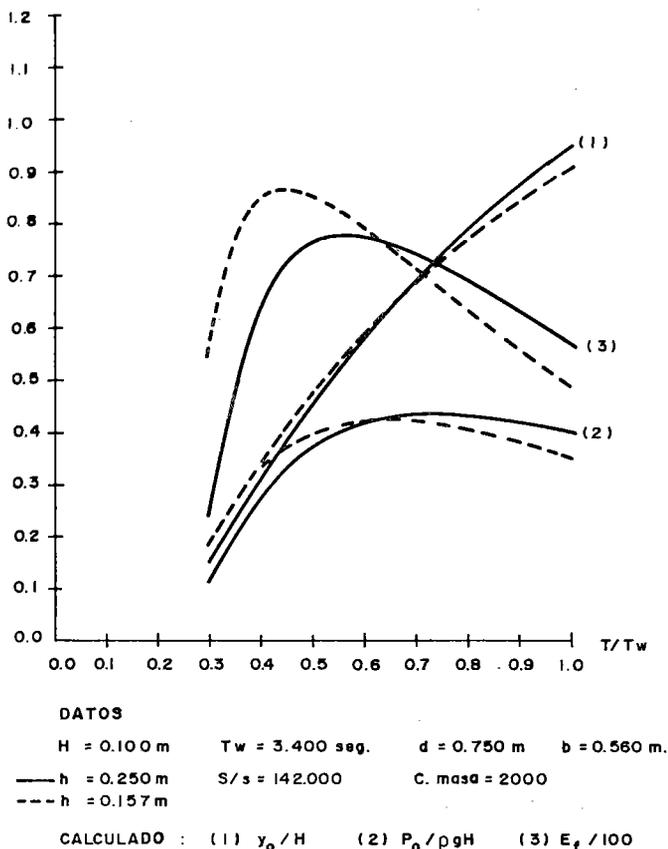


Figura 14. — Extrapolación.

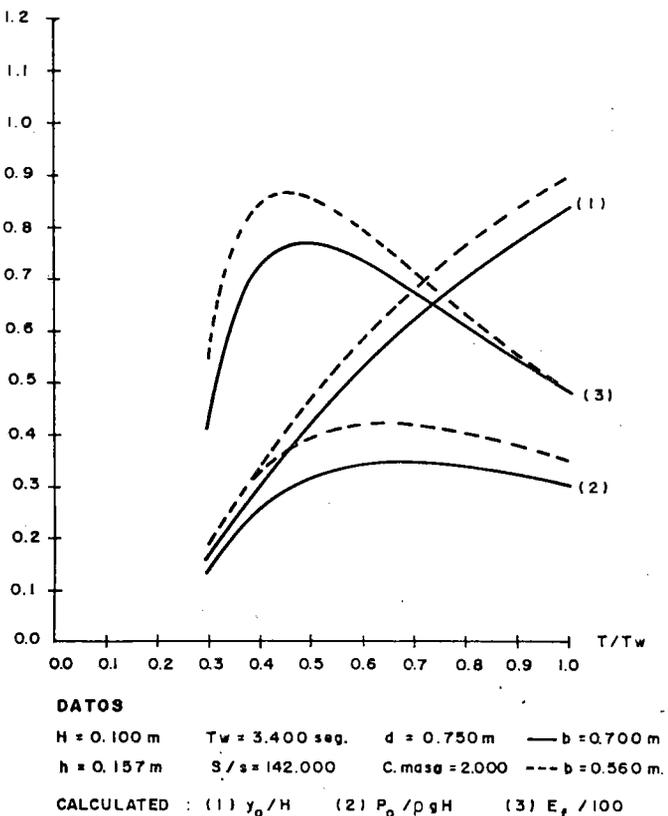


Figura 15. — Extrapolación.

d) A partir del modelo teórico, se puede obtener el comportamiento de la cámara con geometrías cercanas, que permitan utilizar el mismo coeficiente β . Las Figuras 14 y 15 muestran el efecto de un descenso del panel frontal (incremento de h) y del aumento de la anchura de la cámara b .

4.3 Análisis experimental con colección de los flujos de aire

En el apartado anterior se han analizado los resultados de los ensayos realizados con una amplia gama de coeficientes de amortiguación. Los ensayos con colección de flujos no se pueden realizar con una amortiguación fija pues en cada prueba es necesario regular la entrada y salida de aire en los depósitos de presión constante, mediante la válvula de mariposa, para mantener el equilibrio de flujos.

En cada prueba se determina el coeficiente de amortiguación, utilizando la formulación (35) y los resultados medios de P_0 e y_0 . Los resultados obtenidos para $y_0/2Ag$, $P_0/2\rho g Ag$ y eficiencia se comparan con los obtenidos con descarga individual a la atmósfera y el mismo coeficiente de amortiguación.

En la Figura 16 se comparan las eficiencias con flujo coleccionado y presión en los conductos de $\pm 140 \text{ N/m}^2$ con la de descarga individual y el mismo coeficiente de amortiguación. Se pue-

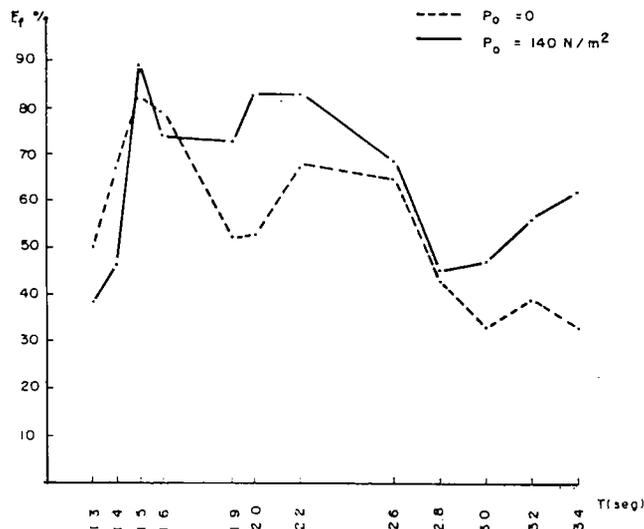


Figura 16. — Colección.

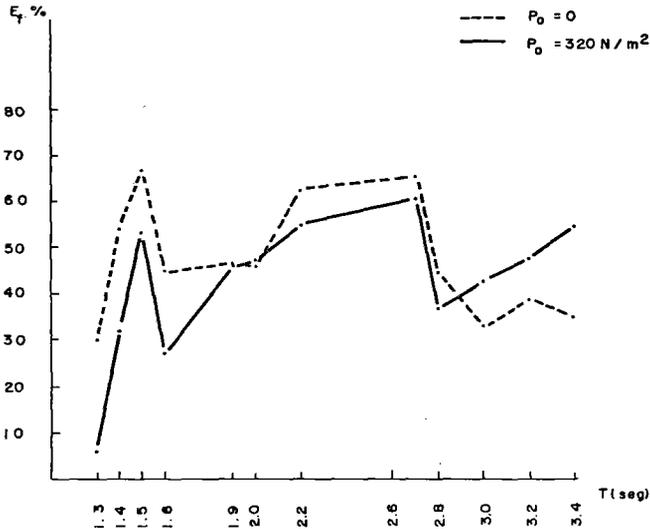


Figura 17.— Colección.

de observar que la eficiencia con flujo colecta- do es más alta que la obtenida con descarga individual para la misma amortiguación, espe- cialmente en los períodos por encima del de resonancia.

En la figura 17 se hace la misma comparación con presión en los conductos de $\pm 320 \text{ M/m}^2$. En este caso, la sobrepresión en los conductos hace que la eficiencia con descarga individual atmosférica sea mayor que en el caso de colec- ción de flujos. Estos resultados permiten deli- mitar los límites de validez de la hipótesis «d» de modelo matemático. El efecto de la presión en los conductos $\pm P_H$ es despreciable cuando la relación P_o/P_H es mayor de 4. Esta condi- ción se cumple bien en operación normal.

Resumiendo, si se controla la amortiguación de la columna de agua y las presiones en los conductos colectores son moderadas, el com- portamiento del RHFC puede ser asimilado al de descarga individual atmosférica.

REFERENCIAS

1. VIDAL, C.: «Historia, clasificación y selección de los generadores de energía del oleaje». REVISTA DE OBRAS PU- Blicas. 1985.

2. MOODY, G. W. and ELLIOT, G., 1982.: «The Development of the NEL Breakwater Wave Energy Converter». Proc. of the 2nd Symp. of Wave Energy Utilization. Norwegian Institute of Technology. Trondheim. Norway.

3. HIMAROTO, A., 1987.: «The theoretical Analysis of an Air Turbine Generation System». Int. Symp. Wave Tidal Energy. Canterbury, England. U.K.

4. RICHEY, E.P. and SOLLIT, C. M., 1970.: Wave Attenuation by Porous Walled Breakwater». Journal of Waterways, Harbors and Coastal Division. ASCE. pp. 643-663.

5. VIDAL, C., 1984.: «Estudio de las disponibilidades de energía del oleaje en el Mar Cantábrico. Selección y análisis en modelo matemático y físico de un sistema rompeolas hidroneumático fijo colector para el aprovechamiento de la energía del oleaje». Tesis doctoral. Universidad de San- tander.

6. JEFFERYS, E. R., 1984.: «Simulation of Wave Power De- vices». Applied Ocean Research, Vol. 6, n.º 1.

César Vidal Pascual



Ingeniero de Caminos, Ca- nales y Puertos por la E.T.S. de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos de la Uni- versidad de Santander en ju- nio de 1979. En septiembre de 1979 pasa a formar parte, co- mo becario, del Equipo del Departamento de Puertos de la citada escuela, obteniendo en Enero de 1980 la Beca pa- ra la Formación del Personal Investigador. En septiembre de 1981 es contratado como Profesor Ayudante y en 1983 obtiene el contrato de Profesor Colaborador de la Uni- versidad de Santander. Doctor Ingeniero de Caminos en junio de 1984 con la Tesis Doctoral: Estudio de las dis- ponibilidades de energía del oleaje en el mar Cantábrico, selección y análisis en modelo matemático y físico de un sistema rompeolas hidroneumático fijo colector para el aprovechamiento de la energía del oleaje, dirigida por don Miguel Angel Corniero Lera. Ha participado en varios tra- bajos de Investigación del Departamento de Puertos y en la actualidad se encuentra realizando un Trabajo de In- vestigación sobre la influencia de la geometría de los mor- rros de los diques en su estabilidad y en la agitación in- terior de la dársena, para la Dirección General de Puertos.