

# 11 Vías de navegación interior

## 1 Introducción

La navegación en vías interiores es el modo más antiguo de transporte continental. Aunque durante su larga historia ha pasado por muchos estados de desarrollo tecnológico y –en algunos países– de la prosperidad a la depresión, no existe duda de que en la actualidad es una parte importante e integral de la infraestructura de transporte de muchos países en el mundo.

En las civilizaciones antiguas, la navegación por vías interiores prosperó en los valles de grandes ríos (el Nilo, Eufrates, Ganges, Jang-c-tiang, etc.) y se conocían canales navegables artificiales en el antiguo Egipto, Mesopotamia y China, donde el emperador Yantei (Dinastía Sui 611 d. C.) construyó el ‘Gran Canal’, una vía fluvial de 2400 km (que unía los sistemas de ríos del norte con las provincias del sur).

En Europa en 793 d. C., el emperador Carlos el Grande ya había comenzado la construcción de un canal con la intención de unir los ríos Rin y Danubio (la Fosa Carolina), intento que se abandonó pronto. La primera esclusa de navegación documentada con claridad data de 1439 y fue construida en el canal Naviglio Grande en el norte de Italia.

La industrialización fue el principal motor del desarrollo de las vías navegables modernas en los siglos XVIII y XIX con la red de ríos y canales navegables de Inglaterra a la vanguardia de este tipo de desarrollo (por ejemplo, el canal de Bridgewater construido por James Brindley y el canal Ellesmere construido por Thomas Telford).

La gran red europea actual de vías navegables interiores está basada en la modernización y expansión de estas construcciones de navegación, lo cual es válido para las obras de navegación de las grandes vías navegables norteamericanas, por ejemplo en los ríos Mississippi y Ohio. Aunque en el siglo XX las vías navegables interiores a menudo no pudieron competir con los ferrocarriles y luego con la red de carreteras, mantienen –e incluso han incrementado– su papel de medio de transporte muy efectivo, en particular para carga de gran tamaño.

El papel de las vías navegables interiores en la gestión de los recursos hídricos para suministrar instalaciones recreacionales modernas y para mejorar el medio ambiente han contribuido además a esta nueva percepción.

A pesar del rápido desarrollo de otros modos de transporte, existen algunas ventajas del transporte por navegación interior de validez universal (Čábelka y Gabriel, 1985):

1. los bajos requerimientos de energía (el consumo de energía específica para navegación es cerca del 80% que el de un ferrocarril y menos de 30% del consumo del transporte en carretera);
2. la alta productividad de la mano de obra por unidad transportada;
3. los bajos requerimientos de materiales por unidad de volumen transportado (los valores correspondientes para transporte por ferrocarriles y carreteras son de dos a cuatro veces mayores, respectivamente);
4. la menor interferencia con el medio ambiente (bajo ruido, baja generación de gases de escape);
5. los muy bajos requerimientos de tierra (en el caso de ríos navegables);
6. la baja incidencia de los accidentes en comparación con otros modos de transporte;
7. la capacidad de transportar con facilidad carga de gran tamaño y productos industriales de gran volumen.

El análisis detallado de los modos de transporte en vías navegables interiores y el diseño y operación de las estructuras hidráulicas asociadas suponen que el lector esté familiarizado con los conceptos y las ecuaciones de flujo en canales abiertos y por lo menos algunas de las obras de ingeniería fluvial, como se abordó en el capítulo 8.

## **11.2 Definición, clasificación y algunas vías navegables en el Reino Unido y en otros países**

### **11.2.1 DEFINICIONES Y CLASIFICACIONES DE VÍAS NAVEGABLES**

Las vías navegables pueden dividirse en tres clases:

1. canales naturales, por ejemplo ríos, o partes de ríos, cuyo flujo no se modifica - el canal del río puede mejorarse mediante obras de encauzamiento;
2. ríos canalizados, cuyo flujo es en mayor o menor grado controlado por obras de ingeniería;
3. canales, vías navegables totalmente artificiales cuya agua se obtiene por la derivación de ríos o bombeo desde embalses.

En el empeño por asegurar la unificación gradual de las vías navegables europeas y la estandarización de sus parámetros, la Comisión Económica para Europa adoptó, en 1961, una clasificación uniforme de las vías navegables interiores. Esta clasificación se basa en dimensiones y tonelaje de embarcaciones estándar tradicionales y clasifica las vías navegables en seis tipos (Čábelka, 1976; Čábelka y Gabriel, 1985); I  $\leq$  400 t, II  $\leq$  650 t, III  $\leq$  1000 t, IV  $\leq$  1500 t, V  $\leq$  3000 t y VI  $>$  3000 t. Para cada clase, los parámetros y las estructuras necesarias de las vías navegables se dedujeron a partir de los parámetros de embarcaciones estándar.

Simultáneamente con la adopción de la clasificación anterior, se acordó que las vías navegables europeas de importancia internacional serían construidas o reconstruidas para asegurar que sus parámetros correspondieran con los requerimientos de, por lo menos, la clase IV y permitieran el paso continuo de embarcaciones con un tonelaje entre 1350 y 1500 toneladas. Las vías navegables de las clases I y III son de carácter regional.

Los grandes ríos europeos, tales como el Rin, el Danubio y otros, se han hecho navegables en el presente ante todo con los parámetros de la clase V. La clase VI incluye en su mayor parte ríos y canales navegables rusos, o los trechos en tierras bajas de los ríos europeos más largos. Dimensiones similares o aun más grandes se encuentran en los ríos navegables de otros continentes, en particular en Norte y Sur América.

La clasificación internacional de las vías navegables interiores antes mencionada se adoptó en el periodo en que –con excepción de botes de motor– se usaban remolcadores casi con exclusividad. A partir de 1970, sin embargo, esta tecnología tradicional de navegación fue remplazada casi por completo en Europa (y mucho antes en Estados Unidos) por la forma más ventajosa económica y operacionalmente de empujar las barcazas mediante botes de empuje (sección 11.4.2).

La introducción de esta nueva tecnología repercutió en propuestas para la enmienda de la clasificación de las vías fluviales existentes (Hilling, 1977). Una clase II europea económica del tipo de barcaza empujada, con dimensiones de 76.5 m × 11.4 m × 2.5 m y un tonelaje de 1660 t, fue propuesta por Seiler (1972) como embarcación estándar para vías navegables de importancia internacional, junto con la recomendación de que las vías navegables de clase IV a clase VI deberán diseñarse de acuerdo con el número y distribución de estas embarcaciones en trenes de empuje (figura 11.1).

## 11.2.2 ALGUNAS VÍAS NAVEGABLES EN EL REINO UNIDO Y OTROS PAÍSES

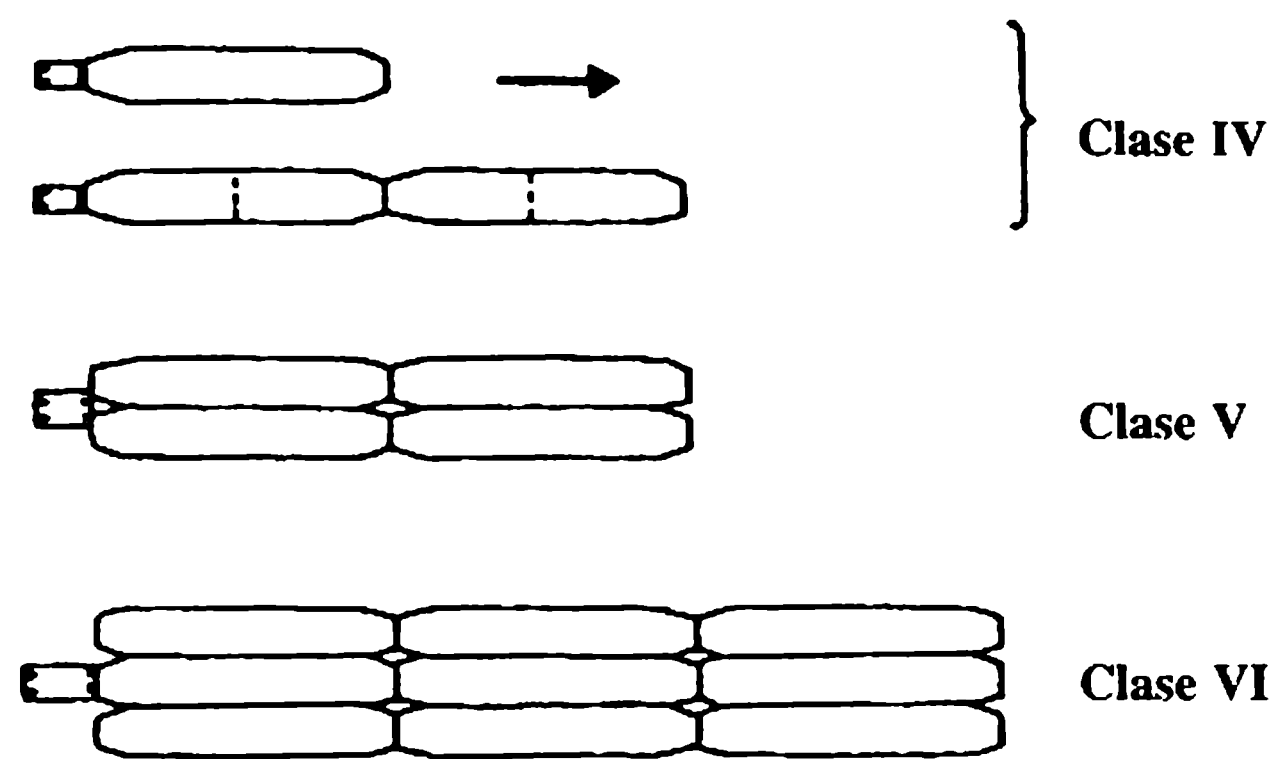
### a. Vías navegables en el Reino Unido

Aunque la construcción de vías navegables interiores en el Reino Unido estuvo a la vanguardia del desarrollo europeo en los siglos XVIII y XIX, los canales ingleses cayeron en desuso hacia el final del siglo XIX y en la primera mitad del siglo XX, en lo fundamental debido al rápido desarrollo de los ferrocarriles y las carreteras que unían centros industriales interiores con los puertos costeros.

En los últimos 30 años o más, sin embargo, ha habido un renacimiento en el uso de las vías navegables interiores, debido a que se aprecia más ampliamente su papel en la gestión de los recursos hídricos, en el emplazamiento de construcciones recreativas modernas y en el mejoramiento del medio ambiente, aparte de su valor comercial.

La longitud total de las vías navegables interiores utilizables en el Reino Unido alcanza casi 4000 km. Las más importantes son las que conectan los estuarios y los ríos Mersey, Severn, Támesis y Humber.

El mayor canal en el Reino Unido es, sin lugar a dudas, el Canal Naval de Manchester, construido entre 1887 y 1893, el cual cumple con los parámetros de la clase



**Figura 11.1** Trenes de empuje utilizados en vías navegables europeas (Čábelka y Gabriel, 1985).

VI (sección 11.2.1). Tiene 58 km de longitud, 36.5 m de ancho (en el fondo) y 8.5 m de profundidad; sus cinco esclusas pueden manejar embarcaciones hasta de 12 000 toneladas. El Avon es navegable hasta Bristol para capacidades hasta de 5000 toneladas (también clase VI). Ejemplos de algunas otras vías navegables interiores principales (exceptuando estuarios) de clase III son el Canal Naval de Gloucester, el Weaver hasta el Northwick, el Ouse hasta Selby y el Tay hasta Perth. El Trent hasta las cataratas de Newark es de clase II.

El famoso Canal Caledonia que une las costas este y oeste de Escocia (Inverness hasta Fort William) pasa por Loch Ness; tiene una capacidad de hasta 600 t y sus 29 esclusas fueron diseñadas por Thomas Telford a principios del siglo XIX.

La vía navegable interior más larga es el Canal Gran Union que –incluidas todas sus ramificaciones– tiene casi 300 km de longitud y más de 200 esclusas. El túnel más largo en la red del Reino Unido es el túnel Dudley (Edwards, 1972) de 2900 m de longitud.

## b. La red europea

Las vías navegables europeas de diferentes estándares técnicos y parámetros ligeramente divergentes en cada país, forman cuatro grupos más o menos autocontenidos (figura 11.2):

1. las vías navegables francesas;
2. las vías navegables de Europa central entre el Rin en el oeste y el Vístula en el este, conformadas por los ríos navegables que fluyen hacia el norte y los canales que los interconectan en la dirección este-oeste;
3. las vías navegables del sur de Europa, que comprenden el Danubio, secciones navegables de sus tributarios y canales asociados;
4. las vías navegables del este de Europa, conformadas por los ríos navegables de la parte europea de Rusia, y los canales Volga-Moskva, Volga-Don, Volga-mar Báltico, mar Báltico-mar Blanco, etc.

Existe también un gran número de vías navegables aisladas en las regiones fronterizas del continente europeo conectadas con el mar, en especial en Italia, Portugal, España, Suecia y Finlandia (*ver también* el Reino Unido en la sección anterior).





Figura 11.2 Vías navegables europeas (Novak, 1994).

De los cuatro grupos de vías navegables europeas antes mencionadas, hay interconexión de navegación satisfactoria sólo entre las vías navegables de Francia y Europa central. La generación de una red integrada de vías navegables europeas necesita en primer lugar, unir las vías navegables de Europa central y las del sur mediante dos sistemas de canales: el canal Rin - Main - Danubio, que está cercano a su finalización, y el canal Danubio - Oder - Labe (Elba), cuya fase de construcción ya comenzó. También de importancia considerable es la conexión con las vías navegables de Europa del este mediante el canal planeado Oder - Vístula - Bug - Dniéper.

### c. Vías navegables de Estados Unidos

Existe una red importante de ríos y canales navegables, en particular en el centro y el este de Estados Unidos. Algunas de las vías más importantes se muestran en el esquema de la figura 11.3: navegación fluvial abierta en el Mississippi medio y bajo desde San Luis hasta el golfo de México, y en el río Missouri desde ciudad Sioux en Iowa aguas abajo; los principales ríos canalizados tales como la parte alta del Mississippi, Ohio, Tennessee, Bajo Columbia, y ríos y canales de Arkansas, por ejemplo el canal de Chain Rocks en el Mississippi, el canal de Arkansas Post y el Tennessee-vía navegable Tombigbee (abierto en 1955) con una cuenca de 65 km de longitud (que incluye la esclusa de Bay Springs-figura 11.13) y una sección de canal de 70 km de longitud, con un ancho en el fondo de 91 m, 3.65 m de profundidad, con cinco esclusas y una elevación total de 43 m.



**Figura 11.3** Vías navegables en el centro y este de Estados Unidos (Petersen, 1986).

### 11.3 Utilización multipropósito de vías navegables

Las modernas vías navegables en la práctica siempre cumplen también otras funciones además de la navegación interior. El caso más común es el aprovechamiento de la potencia del agua mediante plantas hidroeléctricas construidas próximas a las esclusas de navegación. Entre otros usos están la protección contra inundaciones en ríos encauzados, la construcción de bocatomas para suministro de agua, el drenaje del terreno adyacente y la disposición de las aguas servidas. La construcción de instalaciones recreacionales y el mejoramiento general del medio ambiente son algunos de los beneficios adicionales más importantes aportados por las vías navegables interiores.

El uso multipropósito de las vías navegables trae también problemas adicionales, siendo el más grave la operación de las plantas hidroeléctricas en condiciones pico que causan frentes de ondas en los canales y ríos canalizados. Los frentes de ondas

más serios son causados por la pérdida repentina de carga. Para no afectar la navegación de manera desfavorable, el efecto de la operación de la hidroeléctrica, debe reducirse en la mayoría de los casos, tomando medidas apropiadas (Čábelka y Gabriel, 1985).

Estas medidas pueden ser eléctricas (cambiando la descarga del generador a la resistencia del agua), mecánicas (desconectando el acoplamiento entre la guía y los álabes del rotor de las turbinas Kaplan o proporcionando compuertas automáticas de descarga conectadas directamente a las carcasas de los espirales de las turbinas), o estructurales (suministro de desagües auxiliares especiales diseñados como desviaciones para las turbinas).

En el caso de hidroeléctricas situadas próximas a las presas, los efectos negativos de los frentes de ondas sobre la navegación pueden reducirse mediante la operación apropiada (automática) de las compuertas. Por último, la disposición total de la presa y la central eléctrica puede diseñarse para minimizar los frentes de onda (ampliando el canal de alimentación y de fuga, separando el canal de navegación de la central eléctrica, etc.).

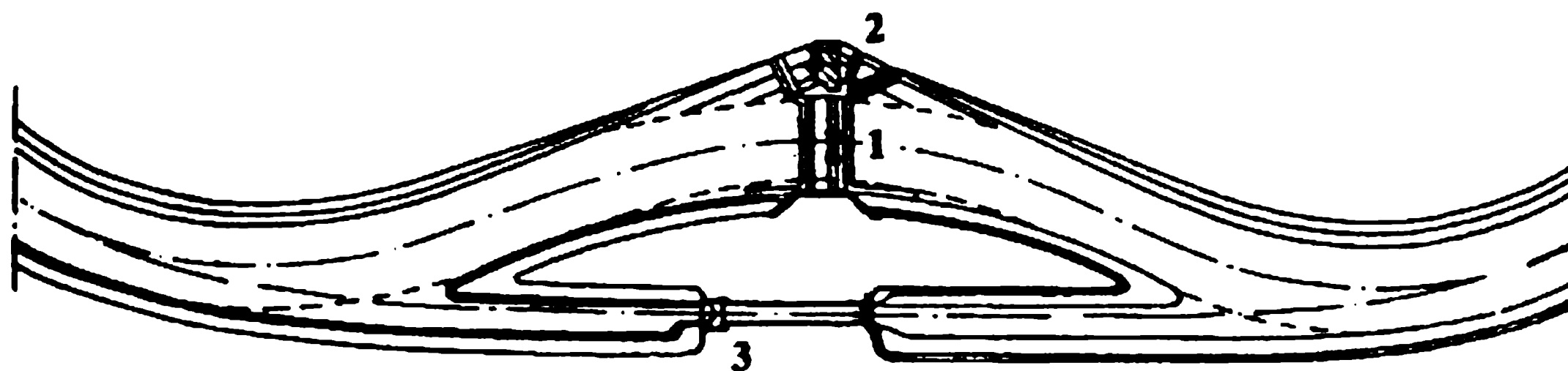
Las medidas anteriores pueden utilizarse individual o conjuntamente. Sin embargo, debe enfatizarse que aunque pueden reducir los frentes de onda de las hidroeléctricas a niveles aceptables no los eliminan por completo. En general, el control óptimo de toda una cascada de hidroeléctricas se efectúa mejor utilizando modelación matemática, complementada con mediciones de campo. El régimen de invierno también debe tenerse en cuenta en estos estudios.

La disposición de una presa con hidroeléctrica, esclusa(s) de navegación y sus accesos requiere una consideración cuidadosa de las funciones respectivas de los componentes individuales de la compleja estructura hidráulica. Este hecho puede producir disposiciones diferentes para ríos navegables pequeños y grandes y para canales navegables.

En ríos pequeños y en obras más antiguas, la disposición general sigue de ordinario un esquema donde la esclusa de navegación y la central de máquinas de la hidroeléctrica tienen ejes paralelos y están ubicadas en cualquier lado del vertedero o presa, con la esclusa separada del río por un muro divisorio angosto (capítulo 12). Una mejor solución adoptada en las estructuras más nuevas presenta la esclusa separada del río por una isla, con los ejes de las turbinas (la cámara de carga y el canal de fuga) colocados formando un ángulo con la dirección del flujo del río (figura 11.4). Esta disposición previene la socavación en los muros divisorios de la central eléctrica y la esclusa y produce una mejora de la eficiencia tanto para la navegación como para la generación eléctrica. En ríos navegables grandes, las consideraciones que rigen las disposiciones son más complejas y por lo general deben tenerse en cuenta los problemas del transporte de sedimentos, hielo, etc. (capítulos 9 y 12).

El diseño de una presa con hidroeléctrica(s) y esclusa(s) en un río que forma una frontera internacional puede incluso requerir una distribución simétrica de dos plantas de generación y dos conjuntos de esclusas a lado y lado del río.

Los detalles de la disposición apropiada de una utilización compleja de los recursos hídricos, en particular aquella que involucra desarrollos hidroeléctricos y navegación, se estudian mejor con modelos a escala (Novak y Čábelka, 1981).



**Figura 11.4** Presa (1) con hidroeléctrica (2) y esclusa de navegación (3) (Novak y Čábelka, 1981).

## 11.4 Transporte en vías navegables interiores

### 11.4.1 UTILIZACIÓN DE VÍAS NAVEGABLES INTERIORES

La influencia de la navegación en vías interiores en varios países es muy variada, dependiendo principalmente de su posición geográfica y de factores económicos. Aunque es difícil obtener información precisa debido a los diferentes métodos de registro de la carga en vías navegables interiores (toda la carga o sólo aquella transportada por el país respectivo), y hay la dificultad de distinguir en algunos países entre navegación costera y la interior, la tabla 11.1 da por lo menos una visión general (años 1990–91) para algunos países tanto en términos absolutos (longitud y utilización de las vías navegables) como relativos al comparar con el transporte en ferrocarril y en carretera (cortesía de PIANC).

### 11.4.2 BARCAZAS DE TRACCIÓN, EMPUJADAS-REMOLCADAS Y GABARRAS

Las barcazas pueden ser autopropulsadas, remolcadas o empujadas por remolcadores. En algunos canales continentales tractores de Diesel o eléctricos, o máquinas sobre un riel a lo largo del canal, han remplazado la forma original de tracción mediante caballos. En canales más grandes y vías navegables, el método tradicional de usar remolcadores que tiraban de un número de barcazas, fue remplazado casi universalmente en 1970 por el control de un grupo de barcazas empujadas por botes (sección 11.2). Este desarrollo se ha debido en su mayor parte a las siguientes ventajas del bote de empuje y de remolque (Čábelka y Gabriel, 1985).

1. La resistencia de un tren de barcazas empujadas es menor que la de un tren remolcado del mismo tonelaje; por tanto, es posible ya sea incrementar la velocidad de navegación o reducir el consumo de combustible.
2. La tripulación requerida es menor, de modo que la organización de la mano de obra y de las condiciones de vida de la tripulación se mejoran y se reducen los costos de operación.
3. Los costos de inversión son hasta 40% inferiores que los de los remolcadores comparables.
4. El control y maniobrabilidad de todo el tren y su seguridad, se mejoran.

**Tabla 11.1** Carga en vías navegables interiores: carga anual transportada

<i>País</i>	<i>Longitud de vías fluviales<sup>a</sup></i> (km)	<i>Utilización de las vías fluviales</i>		<i>Fracción de la capacidad total de transporte</i>	
		<i>Volumen</i> ( $\times 10^6 t \text{ año}^{-1}$ )	<i>Salida</i> ( $\times 10^9 t \text{ km año}^{-1}$ )	<i>Volumen</i> (%)	<i>Salida</i> (%)
Austria	358	7	1.5	4.1 <sup>b</sup>	5.6
Bélgica	1 513	95	5.2	17.0	13.0
Bulgaria	470	2	1.6	0.3	4.8
China	107 800	312	57.0	14.4 <sup>b</sup>	8.7 <sup>b</sup>
Finlandia	6 237	2	2.0 <sup>b</sup>	0.4	1.4
Francia	5 946	71	8.3	3.9	4.0
Alemania <sup>c</sup>	4 350	232	54.8	6.7	17.6
Hungría	1 622	3	1.6	2.7 <sup>b</sup>	6.3 <sup>b</sup>
Italia	1 366	1	0.1	1.0 <sup>b</sup>	0.4 <sup>b</sup>
Holanda	5 046	287	35.7	33.5	45.2
Polonia	3 997	8	0.7	0.6	0.7
Rumania	1 779	8	2.0	2.4 <sup>b</sup>	3.0 <sup>b</sup>
Federación Rusa	102 201	514	196.0	3.0	5.0
Suecia	439	5	0.5 <sup>b</sup>	1.6 <sup>b</sup>	1.6 <sup>b</sup>
Suiza	21	9	0.05	1.7	0.3
Reino Unido	2 350	5	0.02	0.3	0.1
Ucrania	3 915	60	10.5	?	8.3
Estados Unidos	20 573	639	234.0 <sup>b</sup>	?	10.6 <sup>b</sup>

a Longitud utilizada regularmente.

b No disponible para 1990-91, datos para 1980-83.

c Antigua República Federal Alemana.

Las ventajas de la tecnología de los botes empujadores aumentan con el tamaño del tren, el cual que puede navegar en las vías fluviales y pasar por las esclusas sin desconectarse. El tamaño de los trenes empujados varía de acuerdo con las características de la vía fluvial (sección 11.2); en algunas de las más grandes (por ejemplo, el Mississippi bajo) son comunes 48 barcazas con remolcadores que ejercen una potencia de más de 5000 kW (Petersen, 1986).

Con el desarrollo del comercio internacional, el transporte de carga intercontinental adquiere una importancia aún mayor en las principales vías navegables. Después de un desarrollo extraordinariamente veloz del transporte de contenedores, el método progresivo de transporte internacional mediante contenedores flotantes, llamados gabarras, ha empezado a afianzarse por sí mismo (Kubec, 1981).

Este sistema está dirigido sobre todo al transporte de mercancías cuyo consignador y receptor están situados en vías navegables de diferentes continentes. Las gabarras, agrupadas en trenes empujados en vías navegables interiores, se transportan a través del mar en portadores marinos especiales provistos con sus equipos propios para carga y descarga; un portador marino de gabarras puede manejar de 1500 a 2000 toneladas de carga por hora (Hilling, 1977).



### 11.5.1 CANALIZACIÓN

El río que fluye libremente puede canalizarse mediante una serie de presas con esclusas de navegación. La canalización es necesaria desde el punto de vista de la navegación si el río que fluye libremente tiene muy poca profundidad y una velocidad demasiado alta para permitir la navegación.

Las ventajas de la canalización son las siguientes: la oportunidad del desarrollo de la utilización multipropósito de los recursos hídricos; la profundidad suficiente para la navegación durante todo el año, incluso en épocas de flujos bajos del río; las velocidades reducidas de flujo; el incremento del ancho de la vía fluvial; la navegación más segura y más económica; a menudo la reducción de la necesidad de protección y mantenimiento de bancas (comparado con ríos regulados). Las principales desventajas son los altos costos de capital, la necesidad de protección de la tierra adyacente, los problemas de drenaje, el retraso del tráfico que pasa por las esclusas, la posibilidad de asentamiento de los sedimentos en el extremo aguas arriba y posibles complicaciones en el régimen de invierno.

Los tramos aguas arriba de la mayoría de los principales ríos navegables están canalizados o en proceso de serlo. Las alturas de los escalones individuales en la cascada de presas, es decir la diferencia de niveles de agua, varía enormemente de acuerdo con las condiciones hidrológicas, morfológicas y geológicas, pero por lo general está entre 5 y 15 m.

### 11.5.2 CANALES DE NAVEGACIÓN

Los canales de navegación pueden utilizarse para desviar una sección del río de difícil navegación y pueden utilizarse junto con una presa sencilla o varias presas espaciadas más anchas que en el caso de la canalización del río. Además, son parte esencial de la navegación interior donde se conectan dos cuencas. Requieren bocatomas de formas apropiadas, a menudo una estructura separada de regulación de flujo y esclusas de navegación.

La posición y disposición de los canales puede —con las restricciones geológicas y de tráfico— adaptarse al transporte general, al uso de la tierra y a las demandas industriales. En general, el canal es apreciablemente más corto que un río canalizado, lo cual, junto con velocidades de flujo bajas (o cero), facilita la navegación con ambas direcciones. La principal desventaja es el uso de la tierra y la interrupción de las comunicaciones; así, cuando se planea un canal se debe hacer el máximo uso de los ríos existentes, en la medida en que sea factible su canalización.

Los canales de navegación pueden tener una caída sólo con una dirección o ambas direcciones con un embalse superior de agua. Pueden conectar dos sistemas de ríos o bifurcar una vía fluvial navegable para dar acceso a un centro industrial. El cruce de un canal con un río navegable, la ramificación de un canal del río o la ramificación de canales puede crear problemas especiales de tráfico y de construcción.

Las secciones de canales que están, ya sea temporal o permanentemente, por encima del nivel freático que las rodea (además de la protección contra la erosión)

necesitan algún medio de protección contra la pérdida de agua por infiltración; son esenciales el subdrenaje apropiado y la protección de la impermeabilidad o la capa resistente a la infiltración (por ejemplo arcilla, concreto, plásticos) contra la presión por atrás en el caso de un incremento del nivel freático. La protección de orillas en ríos canalizados y canales es del mismo tipo y variedad que la de los encauzamientos (capítulo 8).

Al igual que en los ríos regulados se requieren profundidad y ancho adecuados del canal y, a causa de la deriva de los remolcadores cuando pasan por las curvas, se exige allí un mayor ancho.

El ancho mínimo,  $B$ , de una vía fluvial en una sección recta con navegación simultánea con ambas direcciones es  $B = 3b$  o  $B = 2b + 3 \Delta b$ , donde  $b$  es el ancho de la barcaza (o un grupo de barcas) y  $\Delta b$  es el espacio libre lateral, con  $\Delta b \geq 5$  m. Si la navegación es sólo con una dirección,  $B = (1.5 - 2)b$ .

El radio mínimo,  $r$ , de una vía fluvial curva está dada por la longitud,  $L$ , de una barcaza común multiplicada por una constante cercana a 3 para embarcaciones empujadas y a 4.5 para remolcadas. El ancho de una vía fluvial en una curva con tráfico con dos direcciones debe incrementarse a  $B_0 = B + \Delta B$  [figura 11.5(a)], donde:

$$\Delta B = \frac{L^2}{2r + B} \approx \frac{L^2}{2r}. \quad (11.1)$$

El ángulo de deriva (deflexión),  $\alpha$ , es la inclinación del remolque con la tangente del radio de curvatura que pasa a través del centro del remolque [figura 11.5(b)]. La deriva depende del radio de la curva, la velocidad, la potencia y el diseño del remolcador, su carga, las fuerzas del viento y el patrón de flujo. El ángulo de deriva es mayor para remolcadores que viajan con dirección aguas abajo que si lo hacen con dirección aguas arriba.

El Cuerpo de Ingenieros del Ejército de los Estados Unidos (1980) extrapola la información del ángulo de deriva alemán del Rin hasta para un remolque de longitud de 180 m y obtuvo, para la dirección aguas abajo, valores de  $2^\circ < \alpha < 15^\circ$  para curvas de radio de  $400 \text{ m} < r < 2500 \text{ m}$  (cuanto mayor es el radio, menor es el valor de  $\alpha$ ). Para la dirección aguas arriba los valores de  $\alpha$  se reducen a la mitad.

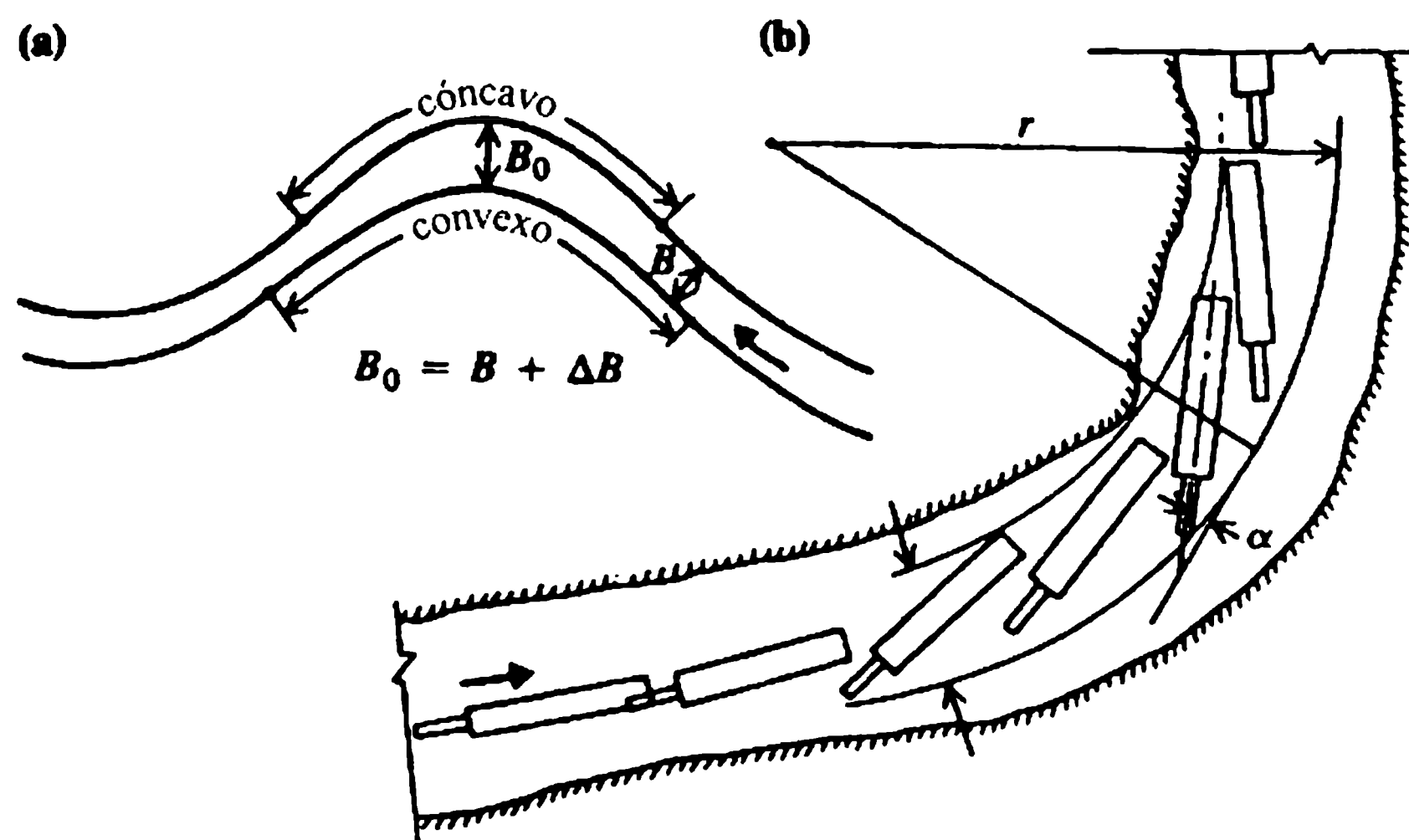
De acuerdo con el Cuerpo de Ingenieros del Ejército de los Estados Unidos, las ecuaciones siguientes se aplican a un canal con ancho  $B_0$  en curvas: para tráfico con una sola dirección,

$$B_{01} = L_1 \text{ sen } \alpha_d + b_1 + 2c, \quad (11.2)$$

y para tráfico con dos direcciones,

$$B_{02} = L_1 \text{ sen } \alpha_d + b_1 + L_2 \text{ sen } \alpha_u + b_2 + 2c + c', \quad (11.3)$$

donde  $L$  es la longitud del remolque,  $\alpha$  el ángulo máximo de desvío,  $b$  el ancho del remolque,  $c$  el espacio libre entre el remolcador y la orilla del canal y  $c'$  el espacio libre entre los remolcadores que pasan; el sufijo 'd' se refiere al remolcador con dirección aguas abajo y 'u' al de la dirección aguas arriba. Los cálculos resultantes utilizando la ecuación (11.3) pueden verificarse con la ecuación (11.1).



**Figura 11.5** Curvas y deriva de remolques en una vía fluvial (Novak, 1988).

La interacción de una embarcación con el cuerpo de agua que la rodea es compleja, en particular en una vía fluvial estrecha donde, además, se debe tener en cuenta la interacción del flujo y las ondas generadas por la navegación con las orillas y el lecho de la vía fluvial. Estos factores, junto con los requerimientos de potencia y velocidad del remolcador, determinan el diseño del canal de navegación, que también debe considerar varios cuellos de botella que se encuentran, por ejemplo puentes fijos y móviles, bocatomas y desagües, entradas y salidas a puertos, esclusas de navegación, cruces de ríos y canales, ferris, desviaciones, cruces de lagos recreativos, etc.

Cuando una embarcación se mueve a lo largo de una vía fluvial se produce un flujo de agua en contracorriente, que llena el espacio desocupado por el volumen sumergido. En un espacio restringido las velocidades de flujo en reversa pueden ser considerables. Además, el nivel del agua a lo largo de la embarcación se deprime, y la depresión máxima ocurre cerca de la parte media del barco. La protección requerida de orillas en las vías fluviales estrechas tiene que resistir tales velocidades, así como el efecto de las olas generadas por el movimiento de las embarcaciones. Es esencial un drenaje efectivo de las orillas.

En general es conveniente particularmente en vías fluviales utilizadas comercialmente, que la sección transversal de la vía fluvial tenga una relación con la sección inmersa de las barcas (sección inmersa total de un tren) mayor a un valor de 4 a 1. La relación límite depende también, por supuesto, de la velocidad. La velocidad máxima de flujo para que la navegación aguas arriba sea económicamente viable está en alrededor de  $2.5 \text{ m s}^{-1}$ .

La resistencia de barcos en aguas restringidas está influenciada por muchos factores, siendo los más importantes su velocidad, la velocidad del flujo, la forma de la proa y la popa, la longitud, el sumergimiento de la popa a toda velocidad y el calado (tanto en la proa como en la popa), el espacio libre de la quilla, la distancia entre las

## 11.6 Resistencia de embarcaciones

orillas del canal. Kaa (1978) produjo una expresión general para la resistencia,  $R$ , de una embarcación remolcada en forma simplificada, así:

$$R = C_F \frac{1}{2} \rho (v+u)^2 A' + \rho g B T z + \frac{1}{2} C_p \rho v^2 B T \quad (11.4)$$

donde  $v$  es la velocidad del barco,  $u$  la velocidad del flujo de retorno ( $u$  en la popa),  $z$  es la depresión del nivel del agua (igual al sumergimiento de la popa a toda velocidad), en la popa o en la proa,  $C_F$  es el coeficiente de resistencia a la fricción,  $A'$  es el área mojada del casco,  $B$  es el ancho de la embarcación,  $T$  es el calado y  $C_p$  es un coeficiente que depende de la velocidad y el calado.

La velocidad de retorno del flujo  $u$  y el sumergimiento de la popa a toda velocidad  $z$  en la ecuación (11.4) pueden calcularse a partir de la ecuación de Bernoulli y la de continuidad:

$$2gz = (v+u)^2 - v^2 \quad (11.5)$$

$$vA = (v+u)(A_c - A_M - \Delta A_c) \quad (11.6)$$

donde  $A_c$  es la sección transversal del canal y  $A_M$  es el área de la sección en el punto medio de la embarcación. Una buena aproximación para  $\Delta A_c$  está dada por:

$$\Delta A_c \approx B_c z \quad (11.7)$$

donde  $B_c$  es el ancho del canal sin perturbación.

El aumento de la resistencia en remolcadores de empuje respecto a una embarcación sencilla con las mismas dimensiones y parámetros es moderada.

La resistencia disminuye con la relación,  $n$ , entre el área transversal del canal  $A_c$  y la sección inmersa de la (s) barcaza(s)  $A_M$ . Por ejemplo, la variación aproximada de la resistencia  $R$  para una barcaza de 1350 t en función de  $v$ , para tres valores de  $n$  y  $T$ , con calado total  $T = 2.50$  m en  $n = 5$ , se presenta en la figura 11.6. La curvas se han calculado con la ecuación simple de Gebers (Čábelka, 1976):

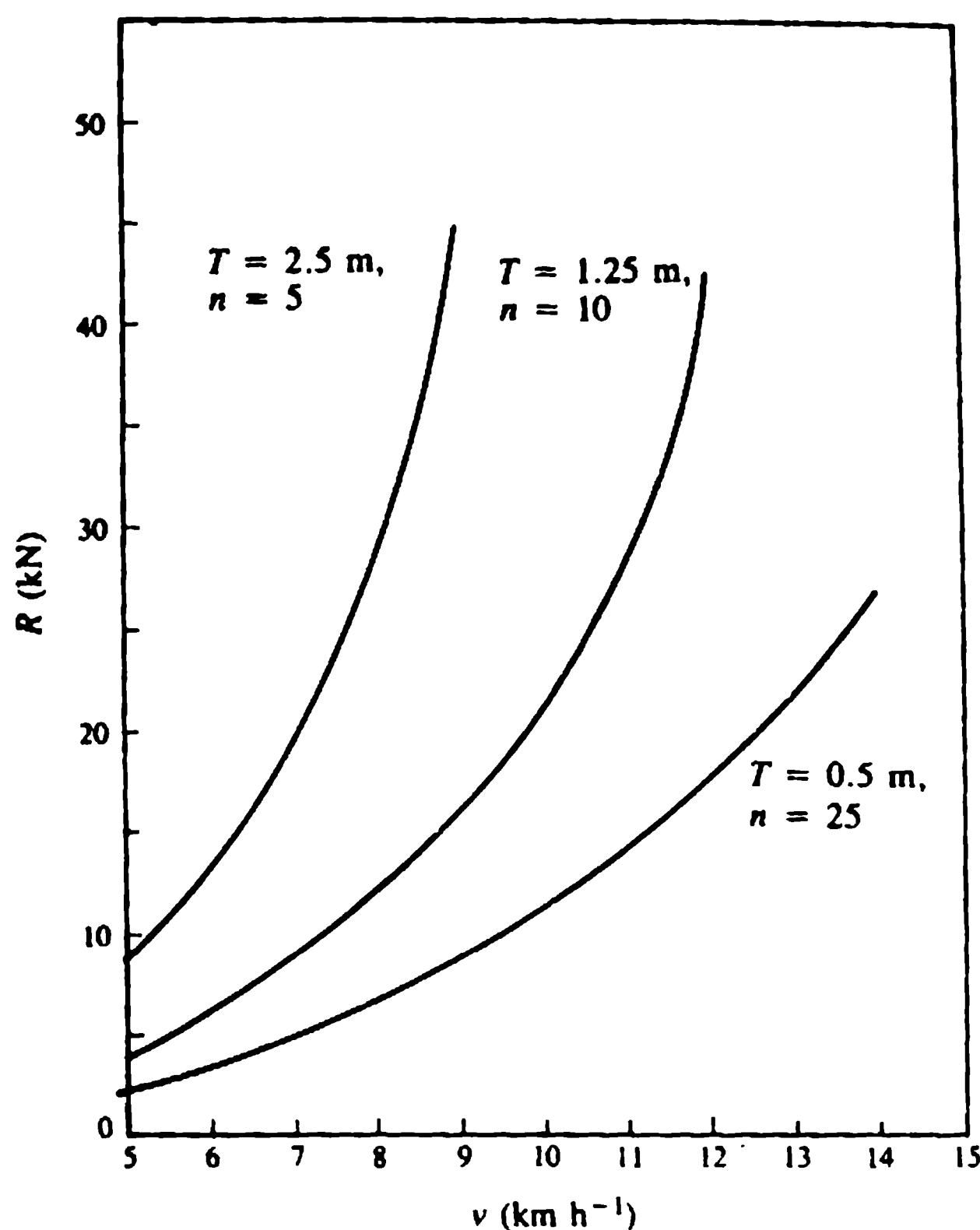
$$R = (\lambda A' + k B T) v^{2.25} \quad (11.8)$$

(con  $R$  en  $\text{kN} \times 10^{-2}$  y  $v$  en  $\text{m s}^{-1}$ ), donde  $0.14 < \lambda < 0.28$  ( $\lambda = 0.14$  para cascos de acero y  $0.28$  para los de madera) y  $1.7 < k < 3.5$  ( $k = 1.7$  para botes pequeños y barcasas vacías,  $k = 3.5$  para barcasas llenas). Los resultados de la ecuación (11.8) concuerdan bastante bien con las mediciones en modelos.

Un barco que navega en una curva de radio  $r$  experimenta un aumento de la resistencia debido a la fuerza centrífuga que actúa lateralmente al barco que pasa por la curva con un ángulo de deriva  $\alpha$  (sección 11.5.2).

## 1.7 Acción de las olas en las bancas

Dado que el movimiento del agua inducido por el barco produce olas que atacan las bancas de la vía fluvial, se requiere una apropiada protección de las bancas (capítulo 8). La compleja interacción total entre las condiciones de frontera, las com-



**Figura 11.6** La resistencia como una función de la velocidad.

ponentes del movimiento de agua, las fuerzas que actúan y el diseño del revestimiento de las bancas para su estabilidad se muestran en el esquema de la figura 11.7. Es importante (Bowmeester *et al.*, 1977) anotar que los revestimientos de protección de las bancas deben llevarse hasta un nivel por debajo de la superficie del agua suficientemente bajo y su extremo inferior debe ser bastante flexible para asegurar contacto permanente con el subsuelo.

Es esencial un buen filtro adaptado para cubrir el subsuelo, así como un drenaje de capacidad suficiente (sección 8.6).

La altura de las olas que en las orillas genera la navegación en aguas confinadas depende, en primer lugar, de la velocidad del barco y de su relación con la velocidad de la onda dinámica, el tamaño y la forma de la embarcación y su posición respecto a la banca. El efecto de la sección transversal de la vía fluvial está contenido de forma implícita en la velocidad de la onda. La velocidad del bote es el factor más importante y la altura de las olas generadas aumenta con una pendiente bastante fuerte con la velocidad hasta alcanzar un máximo, que corresponde a la velocidad en que el movimiento del velero se convierte en movimiento de planeo con la proa por encima de la superficie del agua [en una vía fluvial de tamaño medio, los botes rápidos que se mueven aguas abajo con velocidades de  $20\text{-}25 \text{ km h}^{-1}$  generan olas de  $0.2\text{-}0.3 \text{ m}$  de altura (Novak, 1994)]. Esta velocidad corresponde a la velocidad de frente de onda y se alcanza rara vez en embarcaciones comerciales o en botes de lujo más grandes. Para detalles adicionales sobre tránsito en vías fluviales estrechas se puede consultar también Blaauw y Verhey (1983), Fuehrer (1985), Kolkman (1978) y Schofield y Martin (1988).



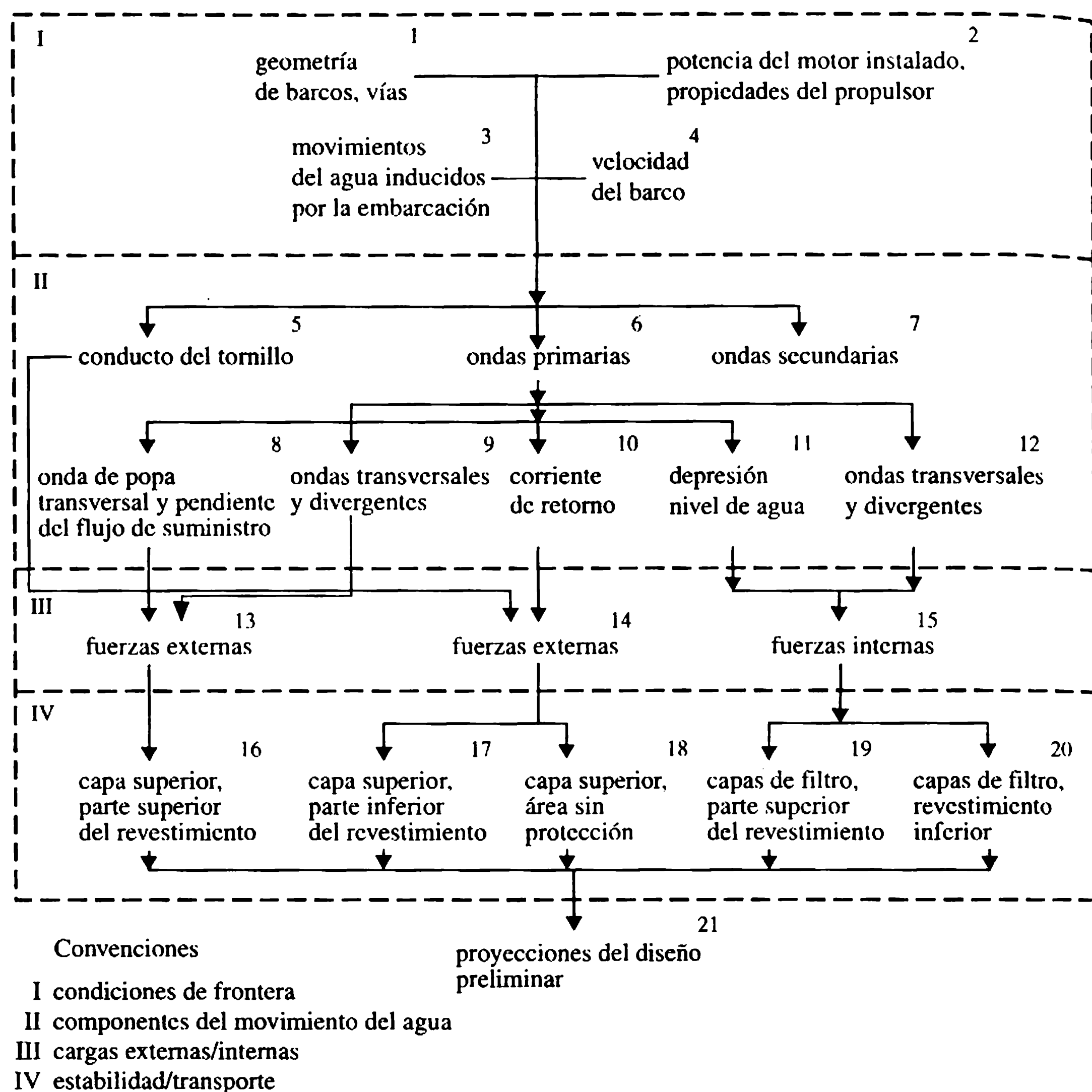


Figura 11.7 Protección de orillas en vías fluviales navegables (Hydro Delft, 1985).

## 11.8 Esclusas 11.8.1 GENERALIDADES

Grandes cambios de alturas en ríos canalizados y canales se superan mediante esclusas de navegación. Los componentes principales de las esclusas son las compuertas, la cámara, las válvulas y los sistemas de llenado (vacío) (Novak, 1994).

Las compuertas de las esclusas son de diferentes tipos: de mitra, articulada, deslizante, de ascenso vertical, de Tainter sumergido (eje horizontal), de sector (eje vertical), de Tainter invertido, etc. Las válvulas de los sistemas de llenado de la esclusa son de ascenso vertical, mariposa o cilíndricas. Los tableros de cierre o compuertas de ascenso vertical se utilizan como compuertas de cierre de emergencia (para detalles adicionales sobre compuertas y válvulas, ver capítulo 6). Las cámaras de las esclusas deben diseñarse con suficiente estabilidad contra las presiones

del agua superficial, de la subterránea y las de la tierra, y con suficiente resistencia contra el impacto de las embarcaciones.

En general, a ambos lados de las embarcaciones más grandes se permiten espacios libres hasta de 1.0 m, siendo la longitud efectiva de la esclusa cerca de 1-5 m mayor que la de la embarcación más larga proyectada para pasar por la esclusa. Debido a la diferencia de elevación de los umbrales de la compuerta, la compuerta aguas arriba casi siempre es más pequeña (baja) que la de aguas abajo. La elevación del umbral de la compuerta controla el calado de los remolcadores que pueden utilizar la esclusa; por lo general, se añade 1-2 m a la profundidad de diseño requerida como previsión para el desarrollo futuro de la vía de navegación. Los tamaños de la esclusa (longitud  $L$ , ancho  $B$  y en particular su cabeza  $H$ ), junto con el sistema seleccionado de vaciado y llenado de la esclusa, determinan el diseño de la esclusa, así como el tipo y función de sus compuertas.

En el curso del llenado y vaciado de la esclusa, se produce un flujo complejo no permanente, no sólo en la esclusa misma sino también en sus tanques de acceso. Dicho flujo ejerce fuerzas considerables sobre las barcazas; fuerzas que no deben exceder el límite permitido y cuyo efecto debe eliminarse atando las embarcaciones con cuerdas de amarre en la esclusa o en su tanque de acceso. Durante el vaciado de la esclusa, las embarcaciones son afectadas por más fuerzas menores que durante el llenado, debido a la profundidad inicial mayor del agua en la esclusa.

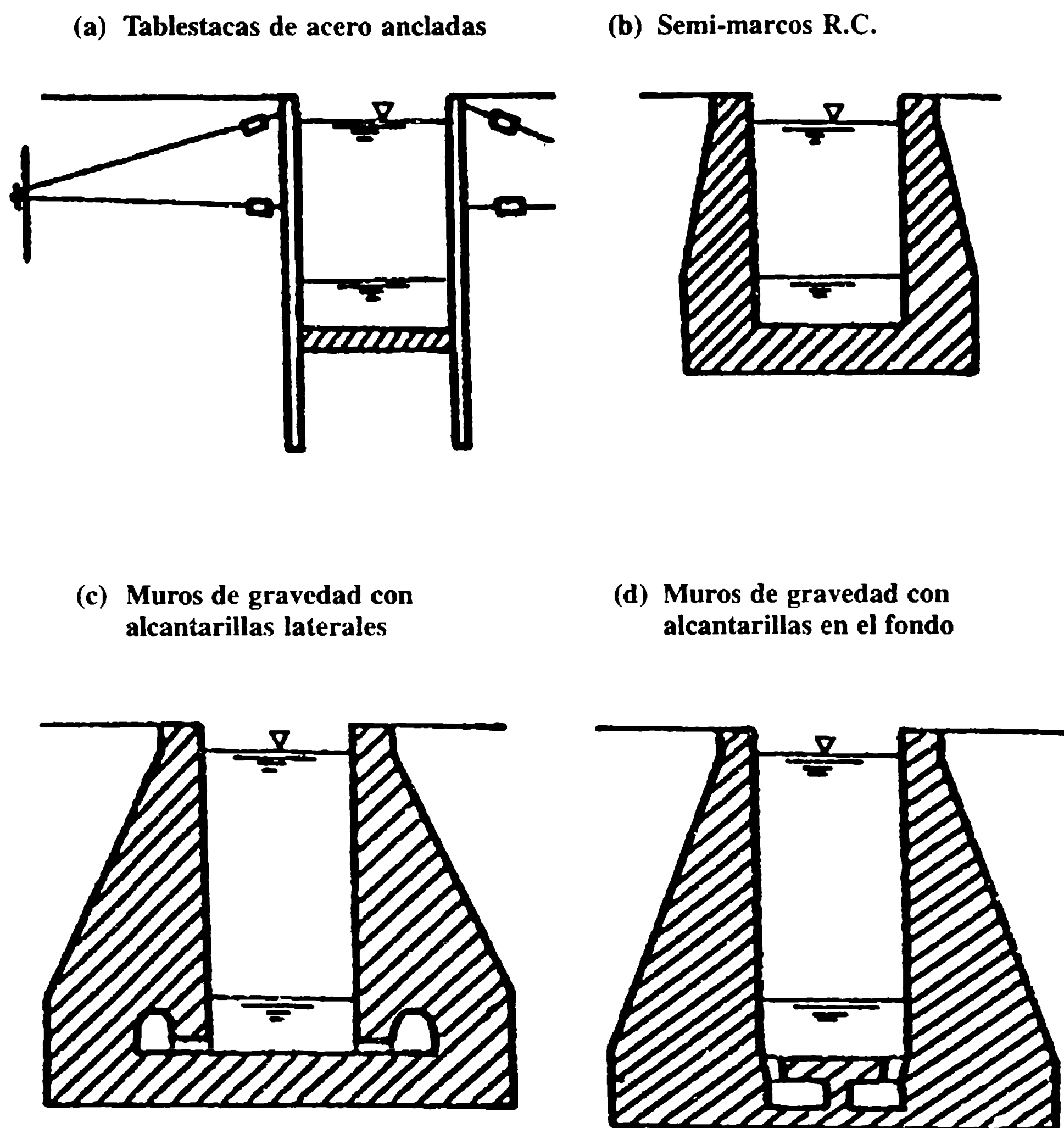
De acuerdo con el tamaño y tipo de llenado las esclusas pueden dividirse en cuatro categorías:

1. esclusas con llenado y vaciado directo a través de sus compuertas, este método puede utilizarse principalmente para esclusas de tamaños pequeños y medios;
2. esclusas con llenado indirecto mediante alcantarillas cortas o largas situadas, ya sea en las paredes laterales de la esclusa o en su fondo, y conectadas con la cámara de la esclusa mediante desagües diseñados apropiadamente;
3. esclusas de grandes dimensiones en planta y cabezas grandes con sistemas de llenado y vaciados más complejos, diseñados para asegurar la distribución uniforme del agua durante el llenado y vaciado a lo largo de toda el área de la esclusa;
4. esclusas con llenados directos e indirectos combinados.

### 11.8.2 ESCLUSAS CON LLENADO DIRECTO

Las esclusas con cabezas bajas a media ( $H < 12$  m), de pequeña a mediana dimensión en planta ( $B = 12 - 24$  m,  $L = 190-230$  m), tienen la forma de un conducto prismático con paredes verticales y un fondo sólido, y son construidas de tablestacas de acero ancladas [figura 11.8(a)], componentes prefabricados apropiados de concreto reforzado, tales como los marcos abiertos de RC *in situ* [figura 11.8(b)] o los muros de concreto apoyados en el fondo de la esclusa.

Algunas esclusas más antiguas, e incluso algunas de las más modernas de cabezas bajas, están provistas de compuertas de mitra con hojas verticales construidas



**Figura 11.8** Sección transversal de esclusas.

directamente en ellas [figura 11.9 (a)]. En otras esclusas de alturas bajas, en particular las construidas o renovadas en tiempos más recientes, las compuertas aguas arriba rotan alrededor de un eje horizontal o se utilizan compuertas deslizantes (figura 11.10). Estas compuertas de esclusas sirven al mismo tiempo como mecanismo de llenado directo, que reduce bastante los costos de construcción y de mantenimiento de las esclusas; además de que aceleran el paso veloz de las embarcaciones a través de las esclusas.

En la figura 11.11 se muestra con mayor detalle un tipo de compuerta rotatoria, de acuerdo con el diseño de Čábelka. El borde inferior de la compuerta que desciende en sentido vertical está suficientemente sumergido al principio del llenado de la esclusa por debajo del nivel más bajo del cauce aguas abajo de manera que el afluente no está aireado. Para cabezas más grandes (hasta 12 m) se puede utilizar una compuerta de diseño similar, pero es necesario separar el tanque de amortiguación de mayor profundidad, por debajo de la compuerta a partir de la cámara de la esclusa mediante una rejilla de concreto. La instalación de este tipo de compuerta se facilita mucho haciéndola flotar en su posición; lo cual se hace posible mediante dos tubos hori-

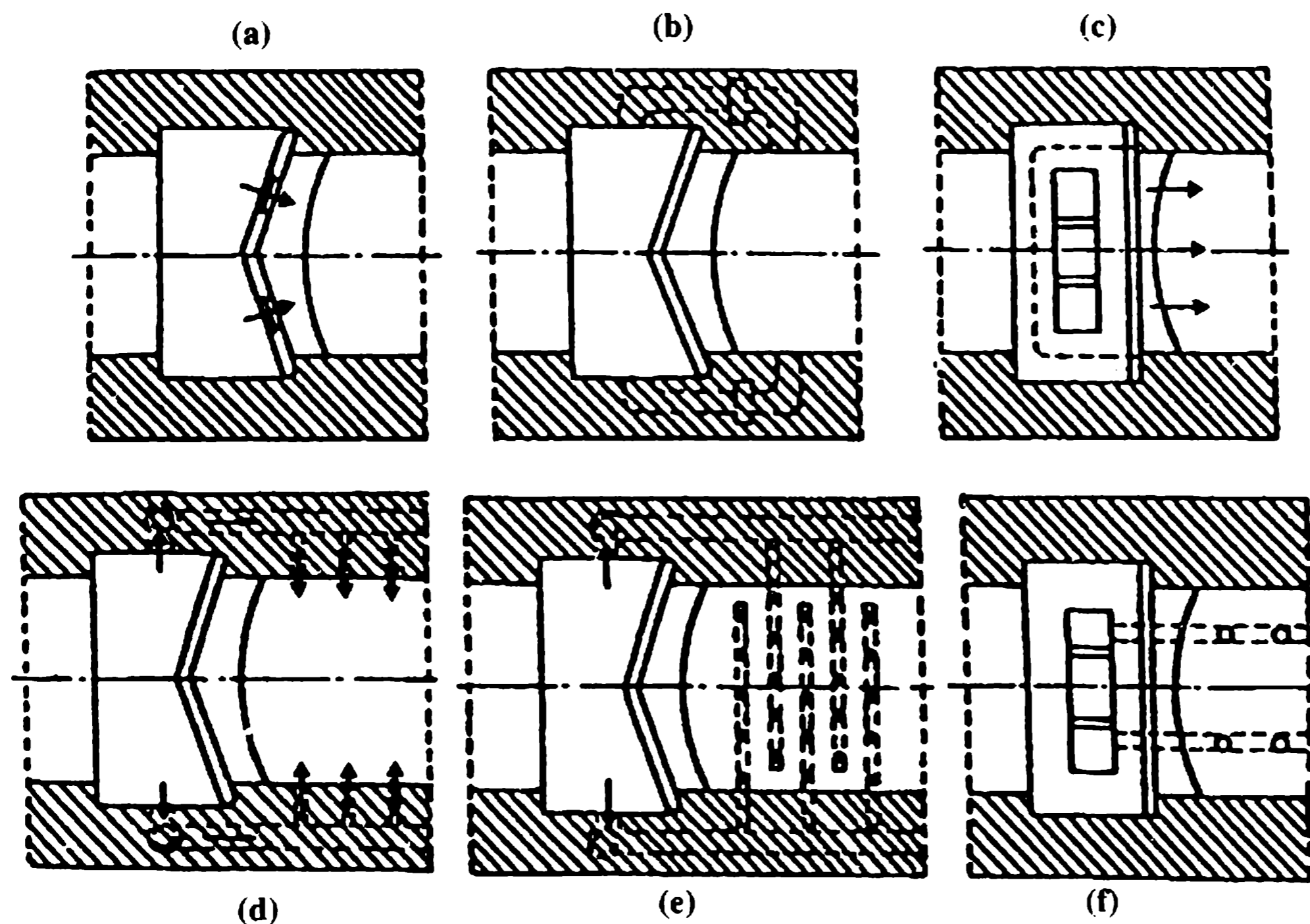


Figura 11.9 Sistemas de llenado de esclusas (Novak y Čábelka, 1981).

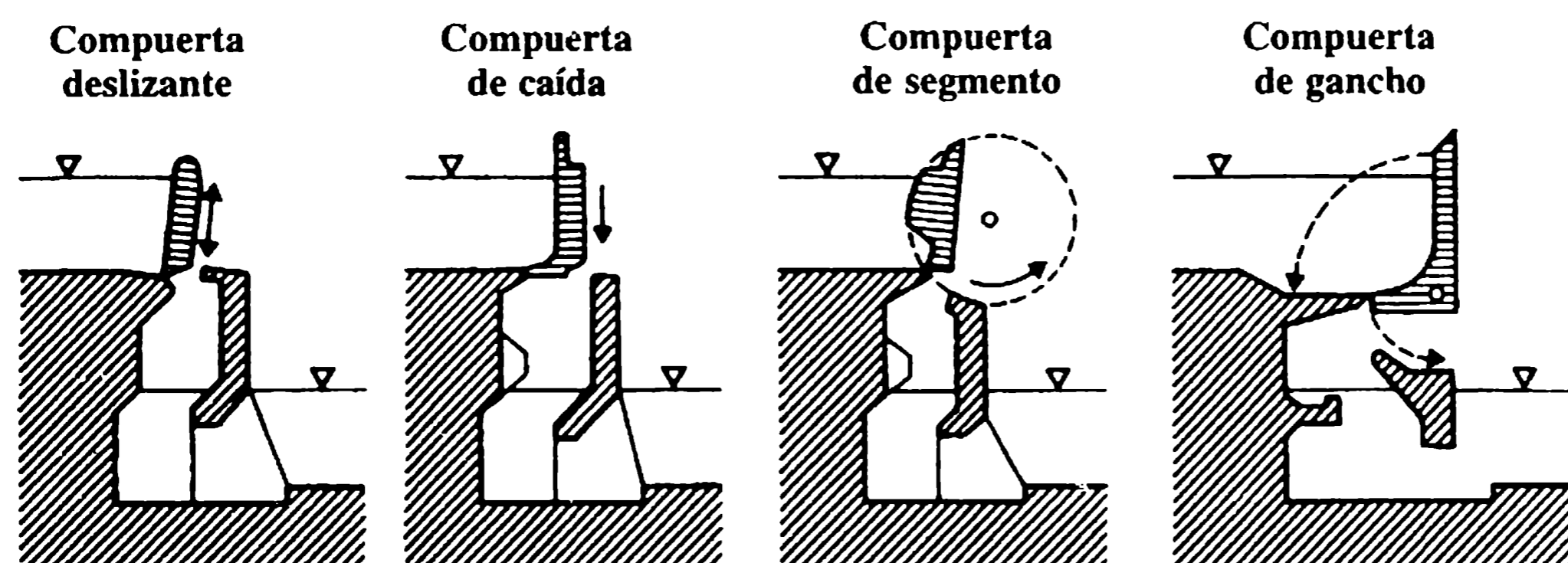
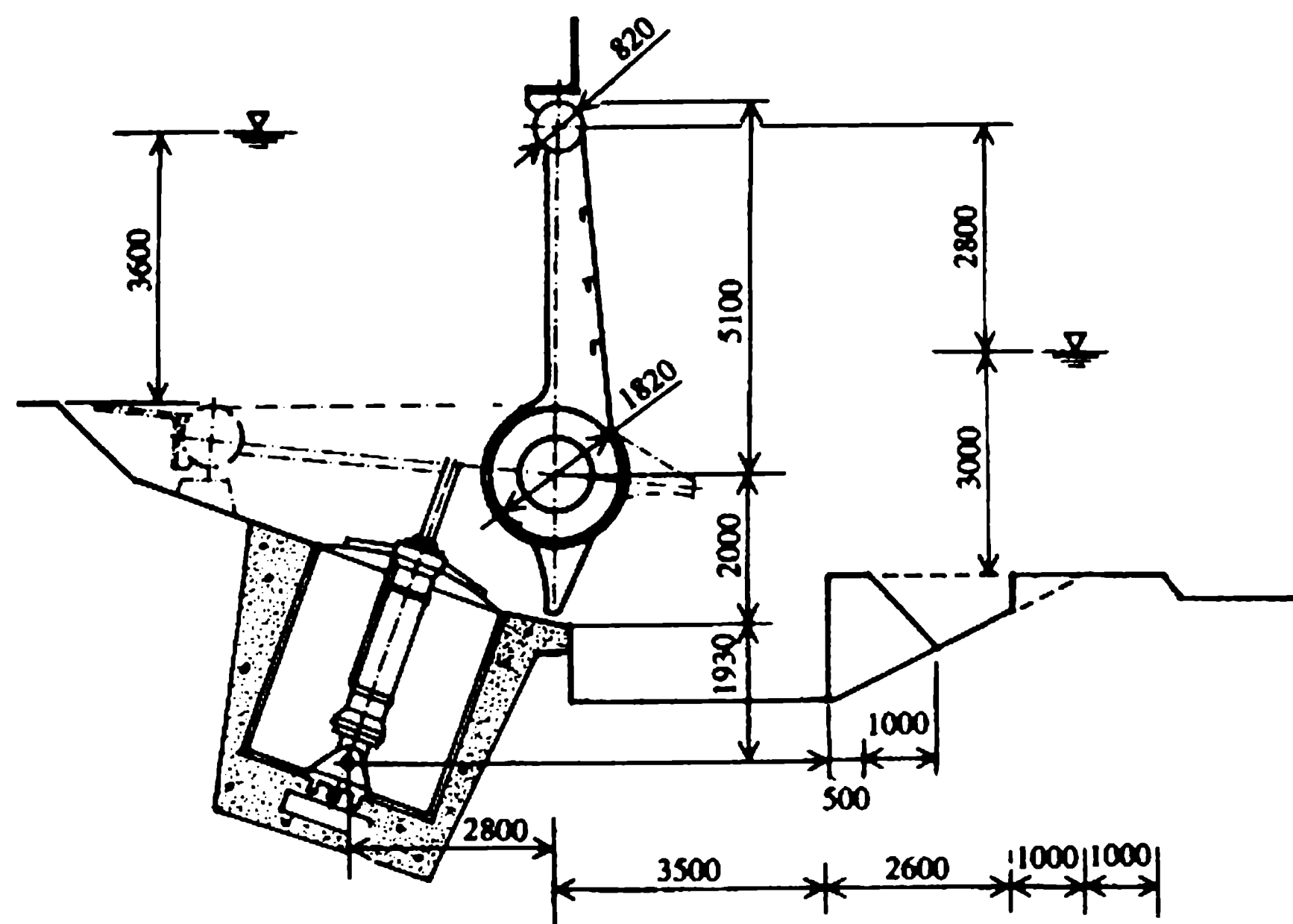


Figura 11.10 Compuertas de esclusas para llenado directo (Čábelka y Gabriel, 1985).

zontales que forman parte integral de su estructura, los que están herméticamente sellados y actúan como flotadores. El movimiento de la compuerta inclinada se rige mediante un motor hidráulico, montado en el fondo de la cajuela de la compuerta superior en una carcasa de protección con una cubierta deslizante.

Para esclusas de llenado directo de 12 m de ancho, con una profundidad inicial del agua de 3.5-4 m, se permite un afluente en aumento por debajo de la compuerta al principio de su llenado de  $dQ/dt = 0.2 \text{ m}^3 \text{ s}^{-2}$  sin que las fuerzas de las cuerdas de amarre de las embarcaciones maniobradas excedan sus valores permitidos. La tasa de elevación del nivel del agua varía dentro de los límites de 0.8 y  $1.2 \text{ m min}^{-1}$ .

Las esclusas de llenado directo pueden vaciarse mediante alcantarillas cortas o directamente por debajo de las compuertas de elevación aguas abajo, o incluso me-



(dimensiones en mm)

**Figura 11.11** Compuerta rotatoria del tipo Čábelka (Čábelka y Gabriel, 1985).

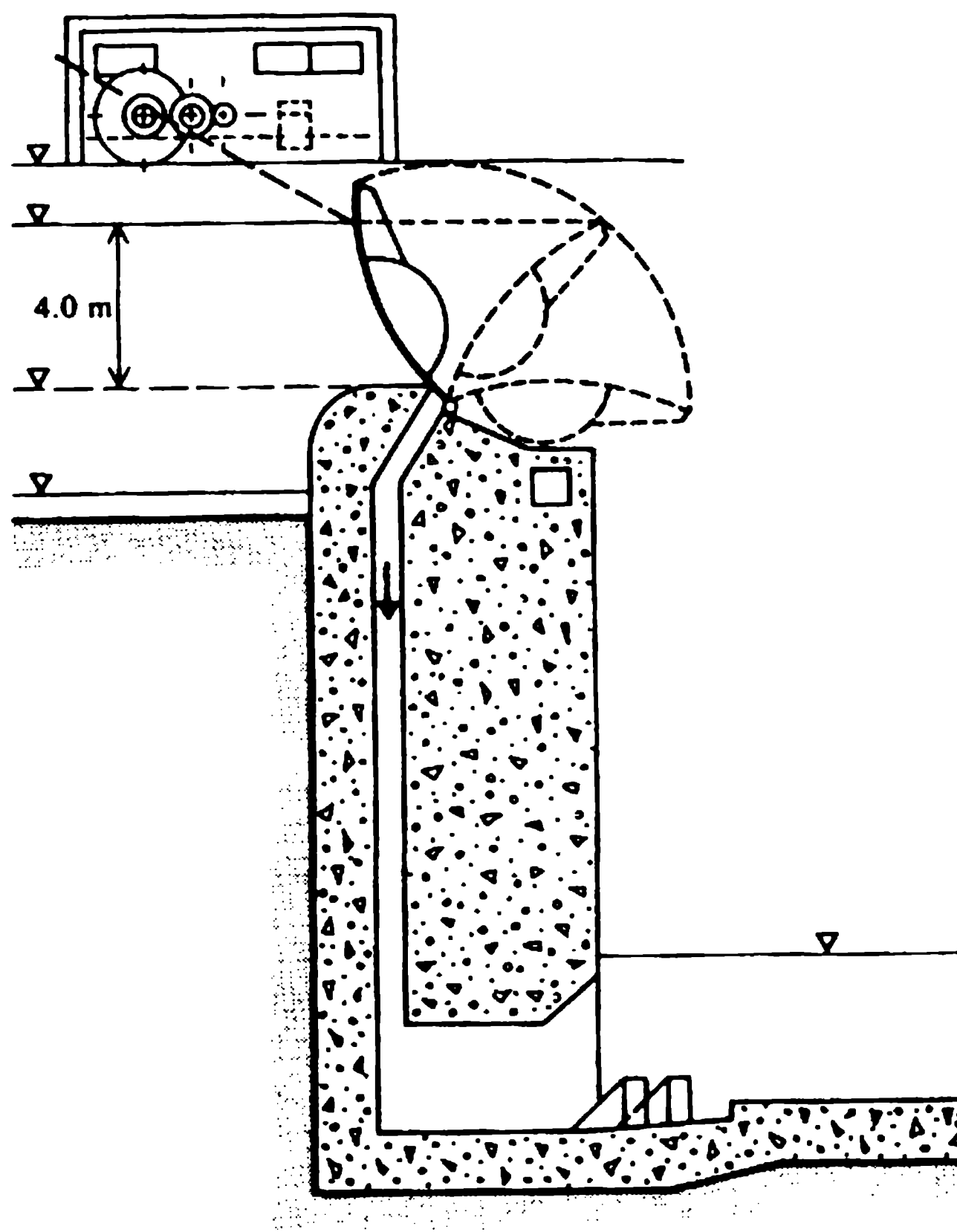
diante aberturas en las compuertas, cerradas con válvulas deslizantes, de mariposas o giratorias.

Otro tipo de sistema de llenado directo apropiado para cabezas bajas utiliza dos compuertas de sector que rotan a lo largo de los ejes verticales, formando el paso del flujo con sus aberturas que se incrementan de manera gradual; las compuertas se voltean lentamente en las etapas iniciales del llenado de la esclusa y aumentan su velocidad de abertura a medida que disminuye la diferencia de los niveles del agua. Para cabezas mayores puede emplearse un sistema de llenado que utiliza una compuerta de hoja, como se muestra en la figura 11.12. El sistema de llenado está diseñado para evitar la entrada de aire al pasaje de llenado por debajo de la compuerta, contribuyendo entonces a un llenado más moderado.

### 11.8.3 ESCLUSAS CON LLENADO Y VACIADO INDIRECTO

En general, el llenado y vaciado indirecto de esclusas con cabezas bajas y medias se lleva a cabo mediante alcantarillas cortas en las paredes laterales [figura 11.9(b)] o mediante alcantarillas bajo el umbral de la compuerta [figura 11.9(c)]; para esclusas de cabezas altas ( $H > 12$  m) o dimensiones menores en planta ( $B = 12$  m) es mejor hacerlo mediante alcantarillas largas, situadas ya sea en las paredes laterales [figuras 11.8(c), 11.9(d) y 11.9(e)] o en el fondo [figuras 11.8(d) y 11.9(f)]. En los extremos aguas arriba y aguas abajo de la esclusa, las alcantarillas están provistas de compuertas (deslizantes o de segmento), las que deben situarse por debajo del nivel de agua más bajo posible. Para reducir las pérdidas de salida, la sección transversal





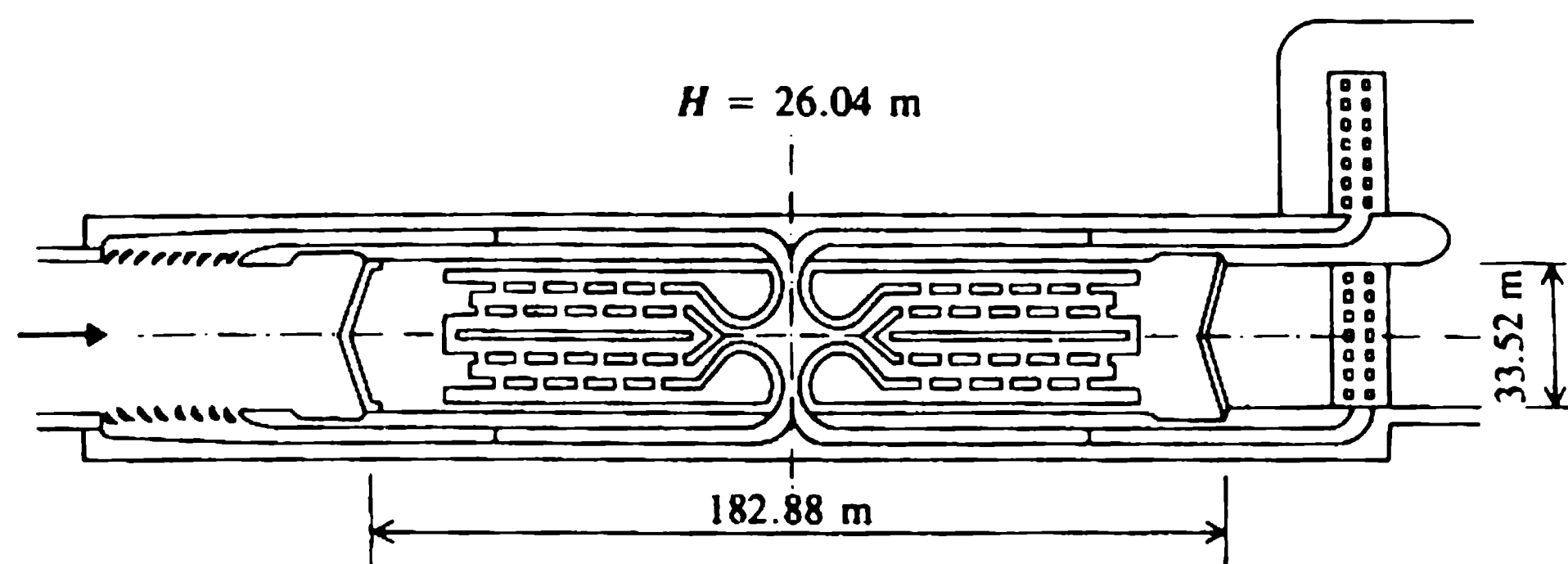
**Figura 11.12** Esclusas de llenado directo de cabezas altas (Čábelka, 1976).

total de todos los puertos de salida debe ser 1.3-1.5 veces mayor que el área de la sección transversal de la compuerta del alcantarilla totalmente abierta.

Los puertos de salida se distribuyen para asegurar, en la medida en que sea posible, igual efluente a lo largo de la alcantarilla, y por lo general están alternados, ubicados y conformados para garantizar que el efluente hacia la esclusa se dirija por debajo del fondo de las embarcaciones para que no ejerzan fuerzas laterales sobre ellas. Por la misma razón, los puertos de desagüe de las alcantarillas largas, situados en el fondo de la esclusa, se dirigen hacia sus paredes [figura 11.8(d)]. La tasa permitida de incremento en el afluente a una esclusa llena mediante una alcantarilla larga no debe exceder de  $dQ/dt < 0.6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-2}$  al comienzo del llenado. La tasa media de elevación del nivel del agua en estas esclusas varía entre  $1.5 \text{ m min}^{-1}$  y  $2.0 \text{ m min}^{-1}$ .

Para esclusas de grandes dimensiones en planta y/o cabezas muy altas es necesario un sistema de llenado y vaciado más complejo, diseñado con base en estudios de modelos (Novak y Čábelka, 1981). Existen muchas esclusas con diversidad de diseños de sistemas de llenado y vaciado. Un ejemplo de tal sistema complejo utilizado en la esclusa de Bay Springs en la vía de navegación Tennessee-Tombigbee, Estados Unidos [ $L = 183 \text{ m}$ ,  $B = 33.50 \text{ m}$  y  $H = 26 \text{ m}$  (Petersen, 1986)] se muestra en la figura 11.13.

La cabeza máxima para la que se pueden utilizar esclusas de etapa única está establecida en lo básico por el límite para el cual se puede diseñar un racional siste-



**Figura 11.13** Sistema de llenado y vaciado de la esclusa de Bay Springs en la vía de navegación Tennessee–Tombigbee, Estados Unidos (Ables, 1978).

ma de llenado y vaciado técnicamente factible y viable desde el punto de vista de la economía y de los recursos hídricos. El flujo superficial y las olas de traslación, que generarán fuerzas inaceptables en las cuerdas de amarre de las embarcaciones guiadas, deben eliminarse tanto como sea posible. La velocidad de llenado está limitada en general por el peligro de cavitación en el sistema de llenado.

Ejemplos de cabezas muy altas utilizadas en esclusas de etapa única son el proyecto de Ust-Kamenogorsk sobre el río Irtysh, Rusia, con  $H = 42.5$  m (dimensiones de la esclusa  $100 \text{ m} \times 18 \text{ m}$ , profundidad mínima del agua  $2.5 \text{ m}$ ), el de la presa Carrapatelo sobre el río Duero, Portugal, con  $H = 35$  m y el de la presa John Day sobre el río Columbia, en los Estados Unidos, con  $H = 34.5$  m.

Sobre ríos canalizados utilizados también para generación hidroeléctrica, donde se deben minimizar los requerimientos de agua para la navegación, las cabezas altas deben superarse por medio de, ya sea, esclusas acopladas (el proyecto Gabčíkovo en el Danubio), esclusas de dos etapas (proyecto Djerdab en el Danubio), de tres etapas (proyecto Dnieprogress en el río Dniéper) o toda una cascada de esclusas con embalses intermedios. La economía en el manejo de aguas se obtiene a costa de incrementar el desembolso de capital y prolongar el tiempo de paso de las embarcaciones por la ruta dada.

#### 11.8.4 HIDRÁULICA DE ESCLUSAS

Los parámetros de diseño de mayor interés son el tiempo de llenado (vaciado)  $T$ , el caudal máximo  $Q$  y las fuerzas máximas que actúan sobre la embarcación durante el esclusaje. Si se supone que la esclusa se llena desde una antecámara grande con un nivel de agua constante, se puede escribir:

$$Q dt = ca(2gh)^{1/2} dt = -A dh \quad (11.9a)$$

donde  $A$  es el área en planta de la esclusa,  $h$  es la cabeza instantánea (la diferencia entre los niveles de agua en la antecámara y la esclusa),  $c$  es un coeficiente y  $a$  es el

área del sistema de llenado (área de la válvula); tanto  $c$  como  $a$  son funciones de tiempo, pero lo usual es que  $c$  se tome como constante.

Para una apertura completa instantánea del sistema de llenado, la ecuación (11.9a) arroja, para el tiempo de llenado de una esclusa con una cabeza total  $H$ ,

$$T = \int_0^T dt = - \frac{A}{ca(2g)^{1/2}} \int_H^0 \frac{dh}{h^{1/2}} = \frac{2A(H)^{1/2}}{ca(2g)^{1/2}}. \quad (11.10)$$

Para una apertura lineal del sistema en el tiempo  $T_1$  ( $a = a_1 T_1/t$ ),

$$\int_0^{T_1} dt = - \frac{A}{c(2g)^{1/2}} \int_H^{h_{T_1}} \frac{dh}{a_1 h^{1/2}} = - \frac{AT_1}{ca(2g)^{1/2}} \int_H^{h_{T_1}} \frac{dh}{h^{1/2}}. \quad (11.11)$$

Entonces:

$$\int_0^{T_1} t dt = \frac{2AT_1}{ca(2g)^{1/2}} (H^{1/2} - h_{T_1}^{1/2}) \quad (11.12)$$

y:

$$T_1 = \frac{4A(H^{1/2} - h_{T_1}^{1/2})}{ca(2g)^{1/2}}. \quad (11.13)$$

El tiempo de llenado total a partir de las ecuaciones (11.10) y (11.13) es así:

$$T = T_1 + \frac{2Ah_{T_1}^{1/2}}{ca(2g)^{1/2}} = \frac{T_1}{2} + \frac{2AH^{1/2}}{ca(2g)^{1/2}} \quad (11.14)$$

(generalmente, la apertura del sistema de llenado es no lineal). De la misma manera se puede deducir la ecuación para el tiempo que empareja los niveles de agua entre las dos esclusas de las áreas  $A_1$  y  $A_2$ . Para una apertura instantánea total del sistema de llenado,

$$T = \frac{2A_1A_2H^{1/2}}{(A_1 + A_2)ca(2g)^{1/2}}. \quad (11.15)$$

Si,  $A_1 = A_2$ ,

$$T = \frac{AH^{1/2}}{ca(2g)^{1/2}} \quad (11.16)$$

y para  $A_1 = \infty$  se obtiene de nuevo la ecuación (11.10).

El tiempo de llenado de una esclusa por una altura de caída libre  $h_1$  sobre una compuerta de ancho  $B$  está dada aproximadamente por:

$$T = \frac{AH}{2/3C_d B(2g)^{1/2} h_1^{3/2}}. \quad (11.17)$$

(La ecuación (11.17) ignora el cambio de flujo de salida modular a no modular en el extremo del llenado).

Si la apertura del sistema de llenado es gradual pero no lineal, se debe calcular el tiempo de llenado mediante un método de pasos, por ejemplo de la ecuación (11.10) se tiene que:

$$\Delta t = \frac{2A}{ca(2g)^{1/2}} (h_{i-1}^{1/2} - h_i^{1/2}); \quad (11.18)$$

entonces:

$$h_i = \left( h_{i-1}^{1/2} - \frac{c(2g)^{1/2}a}{2A} \Delta t \right)^2. \quad (11.19)$$

La ecuación (11.19) también da la tasa de cambio de la profundidad en la esclusa ( $H - h_i$ ) y permite calcular el cambio de caudal con el tiempo a partir de la ecuación (11.9a):

$$Q_i = ca_i(2gh_i)^{1/2} \quad (11.9b)$$

[en las ecuaciones (11.18) y (11.19),  $a$  es una función del tiempo].

De interés particular, por supuesto, es el caudal máximo  $Q_{\text{máx}}$ . En el caso especial de una apertura lineal del sistema de llenado (vaciado) se puede determinar analíticamente  $Q_{\text{máx}}$  y la altura en que ocurre a partir de las dos ecuaciones:

$$t^2 = \frac{4AT_1}{ca(2g)^{1/2}} (H^{1/2} - h_i^{1/2})$$

y

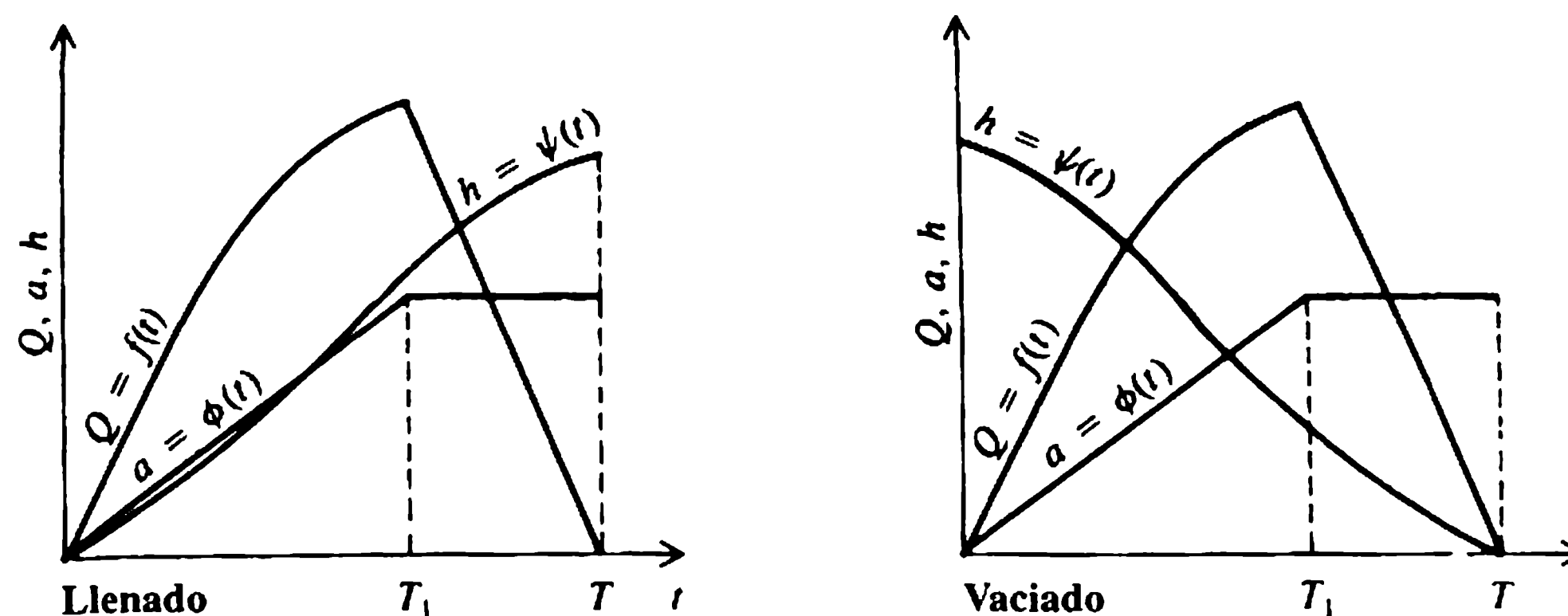
$$Q = \frac{cat(2gh_i)^{1/2}}{T_1}.$$

Para  $Q_{\text{máx}}$ ,  $dQ/dh_i = 0$ , lo que arroja:

$$h_i = \frac{4}{9} H. \quad (11.20)$$

El caudal máximo ocurre a  $4/9 H$  si el sistema de llenado no está aún abierto en su totalidad en el momento en que se alcanza este nivel, es decir, el criterio es el valor de  $h_{T_1}$  calculado a partir de la ecuación (11.13). Si  $h_{T_1} < 4/9 H$  el caudal máximo ocurre a  $4/9 H$ ; si  $h_{T_1} > 4/9 H$  entonces el máximo caudal ocurre para una cabeza de  $h_{T_1}$  correspondiente al extremo de la apertura del sistema de llenado (vaciado). El tiempo real de llenado puede ser hasta 12% menor que el calculado debido a los efectos de inercia en el sistema de llenado.

El coeficiente del caudal varía en general entre 0.6 y 0.9 y es función de la geometría del sistema. Aunque también es función del tiempo, en los cálculos se utiliza un valor promedio de  $c$ , mejor determinado a partir de experimentos de campo o de



**Figura 11.14** Variación de  $Q$ ,  $a$  y  $h$  con el tiempo.

modelos. Las formas usuales de los valores de  $Q$ ,  $a$  y  $h$  en función del tiempo (Novak, 1989) se muestran en la figura 11.14.

Durante el movimiento producido por la esclusa, la embarcación está atada a bolar-dos con cuerdas que forman un ángulo entre  $20^\circ$  y  $40^\circ$  con el eje longitudinal de la esclusa (embarcación). A causa de la inercia, durante los pequeños movimientos de la embarcación la fuerza en las cuerdas,  $R$ , es cerca de 35% más grande que la fuerza,  $P$ , que actúa sobre la embarcación. La tensión resultante en la cuerda es entonces:

$$R = 1.35P / \cos 40^\circ = 1.75P. \quad (11.21)$$

Por seguridad, la tensión permitida está limitada por:

$$R_{\text{per}} = D/600 \quad (11.22)$$

donde  $D$  es el desplazamiento de la embarcación (en toneladas). En Europa oriental se utiliza la relación (Čábelka, 1976):

$$R_{\text{per}} = D^{3/5}/20 \quad (11.23)$$

La fuerza  $P$  tiene tres componentes principales:  $P_1$ , la resistencia de la embarcación;  $P_2$ , la fuerza debida a la pendiente longitudinal de la superficie del agua en la esclusa;  $P_3$ , la fuerza debida a la acción de una onda de traslación causada principalmente por cambios 'repentinos' en el afluente a (efluente desde) la esclusa.  $P_1$  y  $P_2$  actúan entre sí y, en alto grado, cancelándose [para detalles adicionales, ver también Jong y Vrijer (1981)].

El valor de  $P_3$ , que es cerca de 80% de  $P$ , está influenciado en particular por el valor de  $dQ/dt$ . Así, la fuerza que actúa sobre la embarcación durante el movimiento de la esclusa puede restringirse imponiendo un límite permitido a  $dQ/dt$  durante las operaciones de llenado (vaciado) (secciones 11.8.2 y 11.8.3). Esto se logra mejor controlando la tasa de apertura de las válvulas del sistema de llenado y/o la forma de las alcantarillas en las válvulas. El valor límite de la componente transversal de las fuerzas horizontales que actúan sobre la embarcación no debe exceder 50% de la componente longitudinal  $P$ .



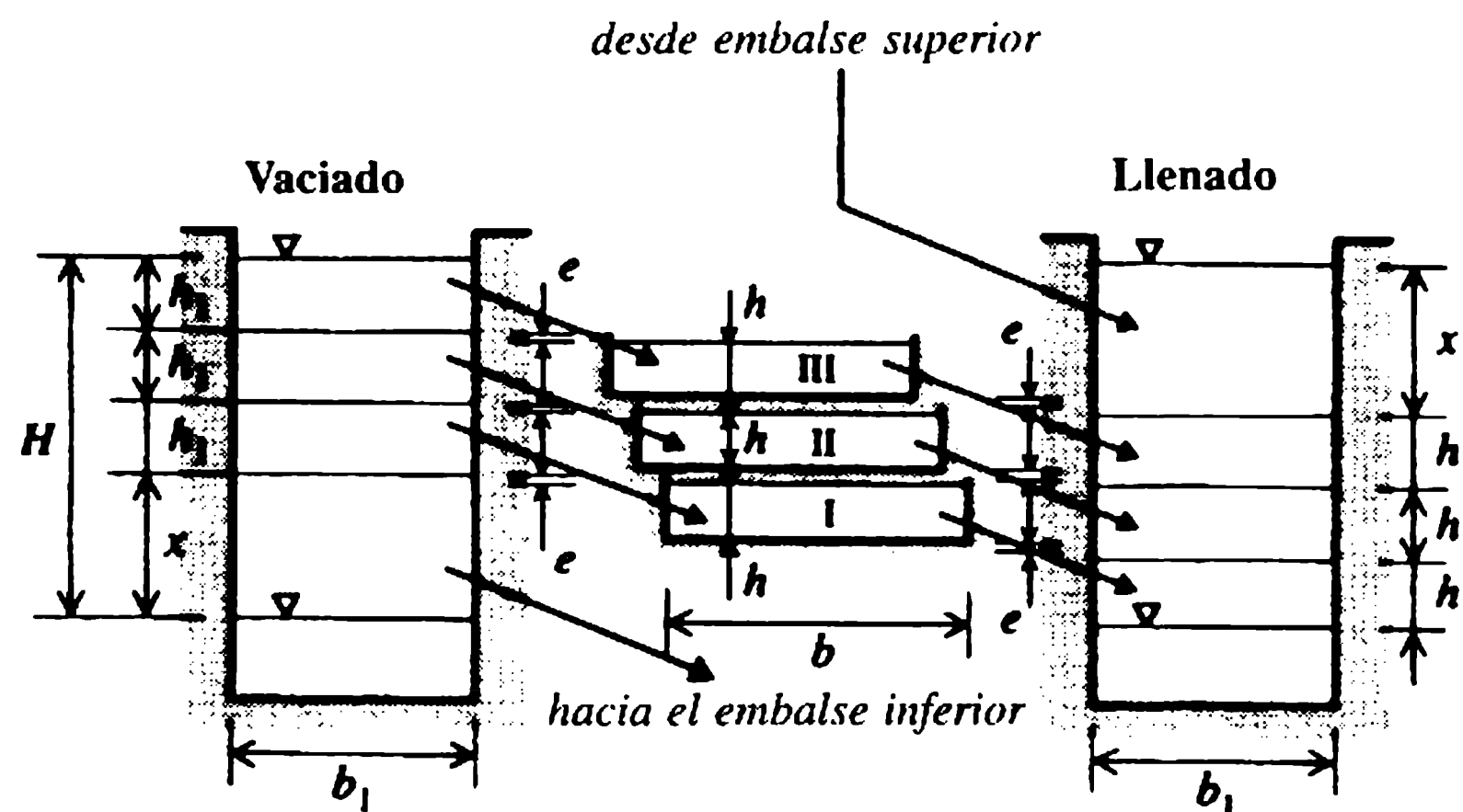


Figura 11.15 Tanques económicos.

### 11.9 Esclusas económicas

En canales donde haya escasez de agua, las cabezas altas pueden superarse mediante ascensores (sección 11.10) o mediante esclusas con tanques económicos; estos últimos tienen la ventaja de que permiten el manejo simultáneo de remolcadores grandes pero requieren terrenos más grandes que los utilizados para ascensores. En las esclusas económicas, se logra una reducción considerable del consumo de agua transportando, por gravedad, a los tanques económicos, parte del agua durante el vaciado de la esclusa, para regresarla de nuevo por gravedad a la esclusa durante el llenado subsecuente (figura 11.15).

Por lo común, los tanques económicos se construyen contiguos a la pared lateral de la esclusa, ya sea como embalses abiertos o cerrados superpuestos. Cada tanque se conecta con la esclusa mediante su propio conducto, provisto de compuertas de dos vías. Al incrementar el número de tanques a más de cuatro, sólo se logra una pequeña reducción adicional en el consumo de agua y los tiempos de manejo se incrementan de forma desproporcionada en comparación con esclusas simples. Las esclusas con tanques económicos se utilizan para cabezas de hasta 30 m, para las cuales pueden aún diseñarse de manera que su eficiencia sea comparable con los tipos estándar de ascensores de embarcaciones.

Si  $b$  y  $b_1$  son los anchos del tanque económico y de la esclusa,  $h$  y  $h_1$  son los incrementos de profundidades en el tanque y la esclusa,  $n$  es el número de tanques económicos,  $e$  el exceso de cabeza permitida durante la operación (tomaría demasiado tiempo esperar que el nivel completo sea igual) y  $x$  es la profundidad residual para llenar desde (durante el llenado) o descargar al (durante el vaciado) canal. de modo que, si se supone que la esclusa y el tanque tienen longitudes iguales:

$$b_1 h_1 = bh \quad \text{o} \quad K = b_1/b = h/h_1 (< 1),$$

$$x = e + h + e + h_1 = 2e + h_1 + h = 2e + (K + 1)h_1 \quad (11.24)$$

Para un ascenso total,  $H$ , y el ascenso proporcionado por los tanques,  $nh_1$ ,

$$H = x + nh_1,$$

$$h_1 = (H - x)/n. \quad (11.25)$$

Entonces, de acuerdo con las ecuaciones (11.24) y (11.25), la pérdida de cabeza:

$$x = \frac{2en + (K+1)H}{n+K+1} \quad (11.26)$$

o la pérdida relativa de cabeza:

$$\frac{x}{H} = h_r = \frac{K+1 + 2en/H}{n+K+1} \approx \frac{K+1}{n+K+1}. \quad (11.27)$$

La eficiencia,  $\eta$ , de la esclusa económica es:

$$\eta = 1 - h_r = \frac{n - 2en/H}{K+n+1} \approx \frac{n}{K+n+1}. \quad (11.28)$$

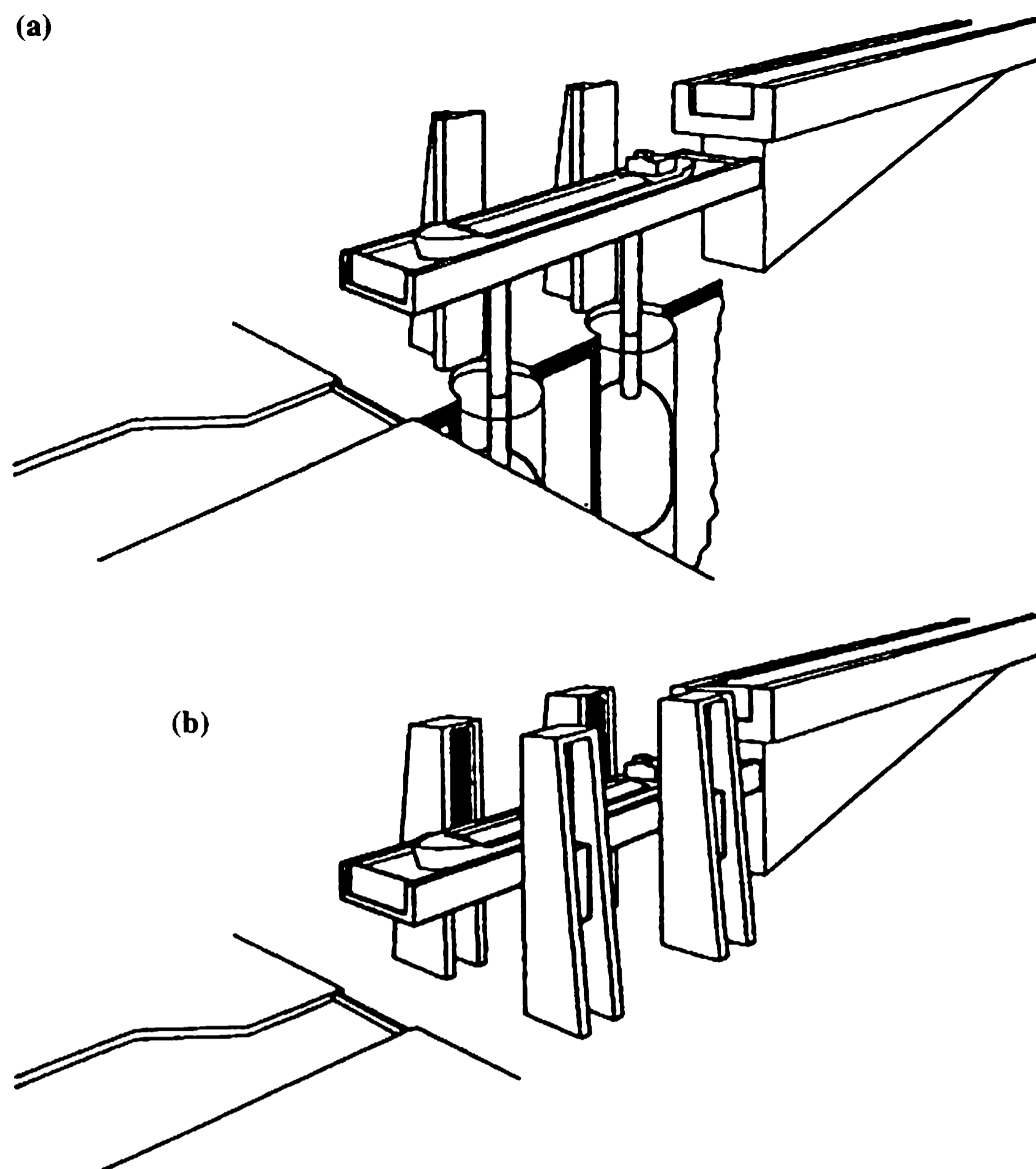
$\eta$  y  $h_r$  no son fuertemente dependientes de  $H$  ya que, en general,  $2en \ll H$ . El valor de  $K$  usualmente está entre 0.5-0.7. Se gana muy poco al incrementar  $n$  más de 4 ó 5, o al disminuir  $K$ . A menudo un gran número de tanques angostos es más barato que un número pequeño de unos más anchos.

## 11.10 Ascensores y planos inclinados

Si el suministro de agua para la operación de esclusas de cabezas altas causa problemas mayores, es posible utilizar ascensores de embarcaciones, para cuya operación los requerimientos de agua son casi inexistentes. Para superar cabezas muy altas (hasta de 100 m) sólo los ascensores de embarcaciones son en realidad factibles. Como regla general, tales estructuras constan de cámaras horizontales llenas de agua y provistas de compuertas en ambos extremos. Dichas cámaras tienen una longitud máxima aproximada a 100 m. Por tanto, son apropiadas para la operación de barcazas y trenes cortos empujados (1+1); los trenes de empuje más grandes deben desconectarse. Sin embargo, debido a las grandes velocidades de viaje de la cámara, la capacidad de los ascensores de embarcaciones es relativamente alta.

De acuerdo con la dirección del movimiento de la cámara, los ascensores pueden ser verticales o inclinados. Para balancear y mover la cámara del bote llena de agua, los ascensores verticales utilizan pistones, flotadores [figura 11.16(a)], contrapesos [figura 11.16(b)] u otros mecanismos especiales.

Los ascensores inclinados tienen por lo común la cámara de la embarcación montada sobre un carro inferior que viaja sobre un riel en un plano inclinado, ya sea con dirección del eje longitudinal de la cámara o normal a ésta (figura 11.17). Como regla, la cámara se equilibra con un peso suspendido que viaja sobre un riel inclinado por debajo del carro inferior de la misma. La aceleración de la cámara durante el arranque y la desaceleración durante el frenado deben ser suficientemente pequeña para mantener las variaciones del nivel del agua en la cámara dentro de límites permitidos, para reducir las fuerzas en las cuerdas de amarre del bote a una magnitud aceptable. Para reducir estas fuerzas, algunas veces parte del agua se deja fuera de la cámara antes de su ascenso para posar el bote en el fondo de la pileta y luego

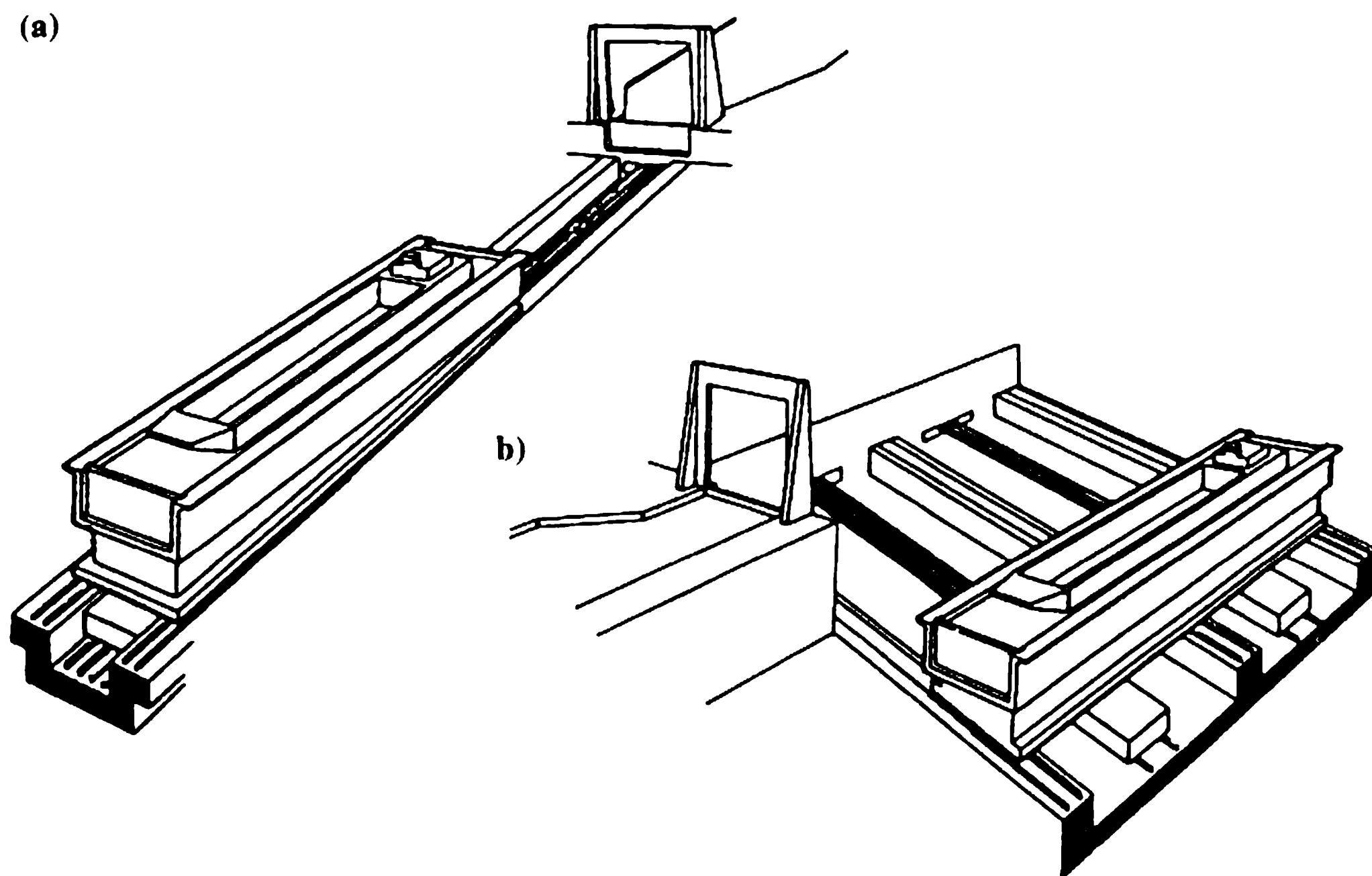


**Figura 11.16** Ascensores de embarcaciones verticales con (a) flotadores o (b) contrapesos (Čábelka y Gabriel, 1985).

estabilizarlo. Los ascensores de botes son más sensibles en operación que las esclusas y más propensos a daños.

J. Aubert diseñó un tipo especial de ascensor de embarcación inclinado, consistente en una cámara inclinada con un muro retenedor de agua móvil (*pente d'eau*), que forma una cuña de agua en la cual flota la embarcación. La 'pared' se mueve mediante dos locomotoras eléctricas acopladas con el bote flotante amarrado a ellas. Las dificultades en la operación pueden ser ocasionadas por el sello circunferencial del muro móvil retenedor de agua. Este tipo de ascensor de embarcaciones se ha construido en Montech en el río Garonne (Aubert, Chaussin y Cancelloni, 1973).

Un ejemplo de ascensor vertical de botes excepcionalmente alto y grande es el ascensor de Strepv-Thieu en el canal de Centre en Bélgica (en construcción en 1994). El ascensor, que reemplaza cuatro ascensores más antiguos de cerca de 17 m de altura cada uno y una capacidad de 300 toneladas, supera una elevación de cerca de 73 m y tiene dos cámaras (balanceadas) cada una de 112 m de longitud, 12 m de ancho, 8 m de altura y un peso de 2200 toneladas.



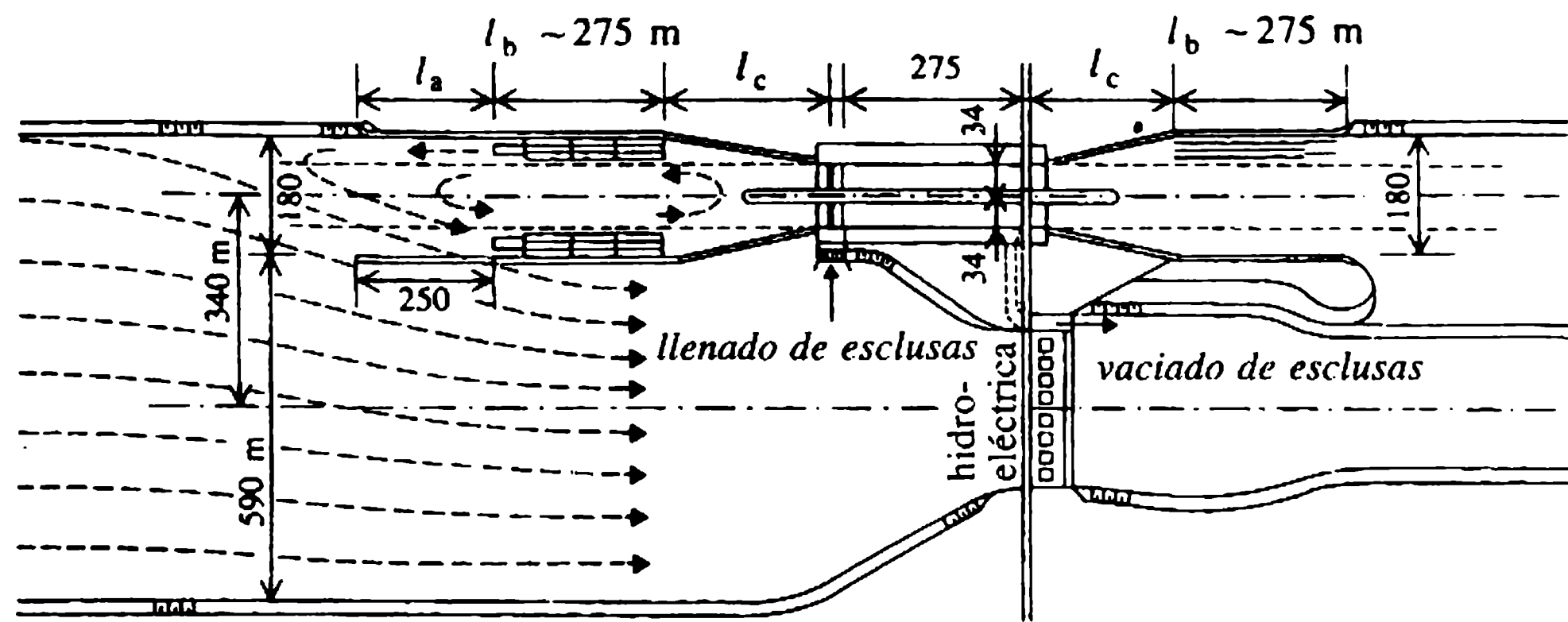
**Figura 11.17** Ascensores inclinados de embarcaciones (Čábelka y Gabriel, 1985)

### 11.11 Zona de acceso a la esclusa

La zona de acceso a la esclusa, transición entre el río navegable y la esclusa, debe diseñarse tanto para asegurar la entrada rápida a la dársena de acercamiento y a la esclusa como para permitir el amarre de las embarcaciones que esperan entrar a la esclusa mientras está operando, para dar paso a otras embarcaciones aguas arriba o aguas abajo. El ancho de la dársena de acceso dependerá entonces de los factores mencionados con anterioridad, así como del número de esclusas (única, gemelas, etc.) y el número probable de trenes de empuje que espera manejarse.

En una vía navegable con agua fluyendo, la dársena de acceso se divide en tres partes (figura 11.18). La primera parte  $l_a$  está destinada al freno de las embarcaciones que entran a la esclusa o a acelerar su salida. La siguiente parte  $l_b$  está diseñada para el paso y la retención de las embarcaciones o trenes empujados y, posiblemente, para su amarre. La tercera parte  $l_c$  con espolones o muros de guía (con inclinaciones de 1 a 4 ó 1 a 5) representa una transición entre la dársena de acercamiento más ancha y la cabecera más angosta de la esclusa.

Las dársenas de acceso de las esclusas sobre ríos canalizados están por lo común separadas de las plantas hidroeléctricas o de los vertederos mediante un largo muro divisorio o una isla. Un cambio abrupto del ancho de la sección transversal produce regiones de flujo crítico con contracciones laterales y flujo transversal, o incluso en reversa; estas condiciones son muy desfavorables para la navegación y pueden causar accidentes. Para reducir la velocidad transversal por debajo del valor máximo permitido de cerca de  $0.35 \text{ m s}^{-1}$  es aconsejable colocar un paso para el agua en la pared divisoria cerca de la cabecera (figura 11.18).



**Figura 11.18** Esclusa con accesos en el Danubio (Čábelka y Gabriel, 1985); dimensiones en metros.

Las dársenas de acceso de las esclusas de navegación en canales de aguas en reposo pueden ser simétricas o antisimétricas en planta y son de ordinario relativamente cortas, puesto que no se requiere una longitud para el freno, ya que las embarcaciones pueden reducir su velocidad antes de entrar a la dársena de acceso. Esto mismo se aplica a dársenas de acceso aguas abajo de las esclusas en vías fluviales con aguas en movimiento, puesto que las embarcaciones entran con la dirección contraria al flujo.

Sin embargo, los accesos a las esclusas aguas abajo tienen que protegerse contra corrientes indeseables originadas en el vertedero y/o descargas de plantas hidroeléctricas y del sistema de vaciado de la esclusa.

Cuando se diseñan estructuras de protección, postes de amarras, espolones, etc., es necesario tener en cuenta las fuerzas (y desplazamientos) que podrían ocurrir debido al impacto de las embarcaciones durante el amarre o colisiones. La fuerza resultante dependerá de la velocidad de la embarcación y de su ángulo con la estructura de protección, así como por supuesto, del desplazamiento de la embarcación. En general, los remolques empujados cargados tienen velocidades y ángulos de colisión más pequeños que los descargados. Los cálculos teóricos son bastante complejos, pero mediciones en prototipos indican que la colisión se puede esquematizar como un sistema lineal amortiguado de masa-resorte. La contribución de los postes de amarras y el terreno a la amortiguación es considerable (Vrijer, 1983).

## 11.12 Puertos interiores

Los puertos interiores que sirven para la carga y descarga de embarcaciones, la transferencia de mercancías y sus operaciones de manejo posteriores están relacionados con sus rutas de transporte a su destino final por agua, carreteras y/o rutas de transporte en ductos. Los puertos pueden tener zonas o dársenas especializadas para la transferencia de ciertas cargas [minerales, carbón, agregados, arena, envíos individuales, contenedores, etc. (Porteous, 1977)].



La extensión, localización y disposición del puerto interior están determinadas por su capacidad de transferencia. Para una capacidad pequeña puede construirse un puerto directamente sobre la orilla de un río o canal navegable ampliándolo a por lo menos dos o tres anchos de embarcaciones estándar, o al ancho requerido para el viraje de la barcaza. Para una capacidad de transferencia media es más ventajoso construir una o dos dársenas de puerto por fuera de la vía navegable, conectadas con la vía principal mediante una entrada diseñada apropiadamente.

Un puerto de gran capacidad de transferencia debe ser tan compacto como sea posible; debe tener varias dársenas conectadas con la vía fluvial mediante un canal de acceso, que se extiende más allá de la entrada a la dársena de acceso al puerto destinada a la formación de los trenes empujados o para las embarcaciones que esperan ser descargadas. Una dársena de viraje se sitúa casi siempre en las proximidades de la dársena de acceso al puerto. La disposición del puerto depende sobre todo de las condiciones locales y del propósito para el cual debe servir.

La transferencia manual o semi-mecánica de carga en puertos se ha remplazado casi en su totalidad por la operación mecánica continua o discontinua (bandas transportadoras, transportadores neumáticos y bombas), en particular para el transporte de líquidos. La transferencia automática adecuada para grandes cantidades de carga es la forma más productiva, sobre todo para carga voluminosa y líquida.

Las carrileras de las grúas de pórtico tienen sus rieles tendidos a lo largo de la orilla, tan cerca al agua como sea posible, para asegurar que por lo menos dos barcazas estén dentro del alcance de sus brazos giratorios. En aras de la eficiencia, las grúas no deben moverse en distancias excesivamente largas pero deben tener un radio de acción grande. Algunos puertos tienen grúas de pórtico estacionarias con troles móviles, dispuestos para la transferencia de mercancía muy pesada y voluminosa. En sus inmediaciones, superficies de concreto se construyen para ensamblar productos de gran tamaño que no pueden ser transportados al puerto mediante carreteras o ferrocarriles debido a sus grandes dimensiones. Para productos de peso y dimensiones excesivos, que no pueden manejarse de otra manera, tienen que utilizarse sistemas de transferencia de rodamiento.

Para mercancías sensibles a la humedad, se utilizan atracaderos entejados, provistos de montacargas elevados. Además, los puertos están provistos con instalaciones de almacenamiento modernas para el empacamiento de mercancías, terrenos para almacenamiento temporal y silos de granos. Aparte del área principal del puerto existen tanques de gran capacidad para el almacenamiento de sustancias inflamables, ubicados en la proximidad de los atracaderos de los buques cisterna.

La intensidad, cada vez mayor, de utilización de las vías fluviales interiores y la mecanización de las operaciones de transferencia necesitan control automático de los puertos y las operaciones de transferencia. Esto es en particular válido en el sistema de rápido desarrollo de transporte en contenedores. Los sistemas de control automático de contenedores en los terminales están basados en la combinación apropiada del procesamiento de la información por computador y en el control remoto de la transferencia de mercancías operadas por el hombre (Bourrieres y Chameroy, 1977).

### Ejemplo 11.1

Una esclusa de navegación, de  $200 \text{ m} \times 12 \text{ m}$  en planta y con una cabeza de  $9.00 \text{ m}$ , se llena a través de dos conductos longitudinales con compuertas rectangulares de  $3 \text{ m}$  de ancho que controlan el flujo. El coeficiente total de caudal del sistema de llenado es de  $0.65$  y las compuertas se abren a  $8.5 \text{ mm s}^{-1}$  con una velocidad uniforme en  $4.5 \text{ min}$ . Determinar el caudal máximo que entra a la esclusa y el tiempo total de llenado.

### Solución

El tiempo de apertura de las compuertas es  $T = 4.5 \times 60 = 270 \text{ s}$ . El área del flujo para una compuerta totalmente abierta es  $3 \times 0.0085 \times 270 = 6.885 \text{ m}^2$ . El área del flujo del sistema de llenado es  $2 \times 6.885 = 13.77 \text{ m}^2$ . De acuerdo con la ecuación (11.14), para una apertura lineal del sistema de llenado el tiempo total de llenado es:

$$T = \frac{T_1}{2} + \frac{2AH^{1/2}}{ca(2g)^{1/2}} = \frac{270}{2} + \frac{2 \times 200 \times 12\sqrt{9}}{0.65 \times 13.77\sqrt{19.62}} = 496 \text{ s.}$$

La cabeza de la esclusa en el extremo de la apertura de las compuertas,  $h_{T_1}$ , es según la ecuación (11.13):

$$270 = \frac{4AH^{1/2} - h_{T_1}^{1/2}}{ca(2g)^{1/2}} = \frac{4 \times 200 \times 12(3 - h_{T_1}^{1/2})}{0.65 \times 13.77\sqrt{19.62}}$$

Entonces  $h_{T_1} = 3.55 \text{ m}$ .  $Q_{\text{máx}}$  ocurre ya sea en  $h_{T_1}$  o  $4/9H$ , el que sea más grande; en este caso  $4/9H = 4/9 \times 9 = 4 \text{ m} > 3.55 \text{ m}$ .

El tiempo en el cual  $h = 4 \text{ m}$  puede obtenerse a partir de la ecuación:

$$\int_0^t t \, dt = - \frac{AT_1}{ca(2g)^{1/2}} \int_H^{h_t} \frac{dh}{h^{1/2}} = \frac{2AT_1}{ca(2g)^{1/2}} (H^{1/2} - h_t^{1/2}) = t^2/2;$$

para  $h_t = 4 \text{ m}$ :

$$t^2 = \frac{4 \times 200 \times 12 \times 270}{0.65 \times 13.77\sqrt{19.62}} (\sqrt{9} - \sqrt{4}) = 65\,370 \text{ s}^2.$$

de modo que  $t = 256 \text{ s} (< 270 \text{ s})$  y el caudal máximo ocurre antes de que el sistema de llenado esté totalmente abierto. En el tiempo,  $t = 256 \text{ s}$ , el área de la apertura del sistema es  $(13.77 \times 256)/270 = 13.056 \text{ m}^2$ . Por tanto [de acuerdo con la ecuación (11.9)],  $Q_{\text{máx}} = 0.65 \times 13.056 \times 19.6 = 75.19 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ .

### Ejemplo 11.2

Una esclusa económica tiene cuatro dársenas de su misma longitud ( $225 \text{ m}$ ), cada una con un ancho de  $20 \text{ m}$ . Si el ancho de la cámara de la esclusa es  $12 \text{ m}$ , el ascenso

total es 24 m y la cabeza residual en cada una de las dársenas económicas es 0.20 m, determinar la eficiencia de la esclusa económica y el ahorro diario en el consumo de agua si hay 18 movimientos de esclusa por día.

### Solución

De acuerdo con la ecuación (11.26) con  $K = 12/20 = 0.6$ ,

$$x = \frac{2en + (K+1)H}{n+K+1} = \frac{2 \times 0.2 \times 4 + 1.6 \times 24}{4 + 0.6 + 1} = 7.143 \text{ m.}$$

El consumo normal de agua para un esclusaje es  $12 \times 24 \times 225 \text{ m}^3$ , y el consumo de una esclusa económica es  $12 \times 7.143 \times 225 \text{ m}^3$ . La eficiencia de la esclusa económica es  $(24 - 7.43)/24 = 70\%$ . El ahorro de agua por día es  $18 \times 225 \times 12(24 - 7.143) = 819\,250 \text{ m}^3$ .

- Ables, J.H. Jr (1978) *Filling and Emptying System for Bay Springs Lock, Tennessee-Tombigbee Waterway, Mississippi*, Technical Report h-78-19, US Army Corps of Engineers Waterways Experimental Station.
- Aubert, J., Chaussin, P. and Cancelloni, M. (1973) La pente d'eau à Montech, in *Navigation Ports et Industries*, Paris, pp. 291-6.
- Blaauw, H.G. and Verhey, H.J. (1983) Design of inland navigation fairways. *American Society of Civil Engineers Journal of Waterway, Port, Coastal, and Ocean Engineering*, **109** (1) 18-30.
- Bourrieres, P. and Chameroy, J. (1977) *Ports et Navigation Modernes*, Eyrolles, Paris.
- Bouwmeester, J., Kaa, E.J. van de, Nuhoff, H.A. and van Orden, R.G.J. (1977) Recent studies on push towing as a base for dimensioning waterways, in *Proceedings of the 24th International Navigation Congress*, PIANC, Leningrad, Paper SI-C3, 34 pp.
- Čábelka, J. (1976) *Inland Waterways and Inland Navigation*, SNTL, Prague (in Czech).
- Čábelka, J. and Gabriel, P. (1985) Inland waterways, in *Developments in Hydraulic Engineering*, Vol. 3 (ed. P. Novak), Elsevier Applied Science, London.
- Edwards, L.A. (1972) *Inland Waterways of Great Britain*, Imray, Laurie, Norie and Wilson, London.
- Fuehrer, M. (1985) Wechselbeziehungen zwischen Schiff und beschraenktem Fahrwasser. *Mitteilungen der Forschungsanstalt für Schifffahrt, Wasser und Grundbau*, (49), 125 pp.
- Hilling, D. (1977) *Barge Carrier Systems – Inventory and Prospects*, Benn, London.
- Hydro Delft (1985) Report No. 71, Delft Hydraulics Laboratory (special issue on navigation in restricted waterways).
- Jong, R.J. de and Vrijer, A. (1981) Mathematical and hydraulic model investigation of longitudinal forces on ships in locks with door filling systems, in *Proceedings of the 19th IAHR Congress*, New Delhi.
- Kaa, E.J. van de (1978) Power and speed of push-tows in canals, in *Proceedings of the Symposium on Aspects of Navigability of Constraint Waterways Including Harbour Entrances*, Delft Hydraulic Laboratory, 16 pp.
- Kolkman, P.A. (1978) Ships meeting and generating currents (general lecture), in *Proceedings of the Symposium on Aspects of Navigability of Constraint Waterways Including Harbour Entrances*, Delft Hydraulic Laboratory, 26 pp.

### Referencias

- Kubec, J. (1981) Improvement of the integration of ocean and inland navigation by means of a unified system of dimensions of barges and lighters, in *Proceedings of the 25th International Navigation Conference*, PIANC, Edinburgh, Section S1, Vol. 4, pp. 577-85.
- Kuhn, R. (1985) *Binnenverkehrswasserbau*, Ernst, Berlin.
- Novak, P. (1994) Inland waterways, in *Kempe's Engineering Yearbook* (ed. C. Sharpe), Benn, Tonbridge, Chapter L2.
- Novak, P. and Čábelka, J. (1981) *Models in Hydraulic Engineering: Physical Principles and Design Application*, Pitman, London.
- Petersen, M.S. (1986) *River Engineering*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- Porteous, J.D. (1977) *Canal Ports*, Academic Press, London.
- Schofield, R.B. and Martin, C.A. (1988) Movement of ships in restricted navigation channels. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, **85** (March), 105-20.
- Seiler, E. (1972) Die Schubschiffahrt als Integrationsfaktor zwischen Rhein und Donau. *Zeitschrift für Binnenschiffahrt und Wasserstrassen*, (8).
- Vrijer, A. (1983) Fender forces caused by ship impacts, in *Proceedings of the 8th International Harbour Congress*, Antwerp.
- US Army Corps of Engineers (1980) *Layout and Design of Shallow Draft Waterways*, Engineering 1110-2-1611.

# Desarrollo de la potencia hidroeléctrica

# 12

La potencia hidroeléctrica es extraída del potencial natural de los recursos de agua utilizables, y cerca de un cuarto de los requerimientos de potencia mundiales en el presente se obtienen por este medio. Cualquier programa de recursos hídricos en los que un proyecto de generación hidroeléctrica pueda formar parte tiene impactos ambientales y sociales que deben tenerse en cuenta en las etapas iniciales de planeación. También deben considerarse con cuidado las implicaciones legales y políticas.

Uno de los factores más importantes que afecta cualquier desarrollo hidroeléctrico es el costo del proyecto. Con los costos en alza y la escasez de recursos, tienen que hacerse comparaciones económicas con otras fuentes de energía (por ejemplo, plantas térmicas, de petróleo, de carbón, nuclear, etc.). A este respecto, el hecho de que, el costo del combustible para generación de potencia en una planta térmica convencional, a diferencia del costo del 'combustible' en una planta hidroeléctrica, aumente por lo menos con la inflación, hace que las plantas hidroeléctricas tengan ventajas económicas, en particular a largo plazo.

Los avances tecnológicos recientes en la generación de potencia hidroeléctrica permiten la selección de diseños apropiados que incorporan requerimientos ambientales y sociales. Algunas de las innovaciones en el desarrollo de unidades turbo-generadoras especiales, como unidades de tipo bulbo y con eje inclinado, sugieren también reducciones considerables en los costos de construcción, aumentando así la relación costo-beneficio de un proyecto. Por consiguiente, la selección del diseño final requiere comparar muchas propuestas alternativas de varios sitios, que pueden incorporar las facilidades de expansión para satisfacer demandas futuras.

Estimaciones recientes (NU, 1981) indican que la producción hidroeléctrica mundial total en la actualidad es cerca de 17% del potencial mundial utilizable y se elevará a cerca de 80% en el año 2020. Sin embargo, los proyectos actualmente en planeación o en construcción suman sólo cerca de 28%; la conferencia de energía de las NU en 1981 resaltó el estado del arte de las probables tendencias de generación hidroeléctrica a desarrollar en las siguientes dos décadas.

## 12.1 Introducción

## 12.2 Perspectiva del desarrollo mundial de la potencia hidroeléctrica



Simeons (1980) produjo estadísticas de las capacidades instaladas en 1976 del suministro total de potencia y sus componentes hidroeléctricos en varios países y concluyó que los países con los mayores porcentajes son Noruega (99.5%), Zambia (97.7%), Islandia (96%), Holanda (90%), Brasil (88%), Suiza (87%), Marruecos (85%) y Luxemburgo (81%), mientras que países como Australia (28%), India (42%), Corea (15%), el Reino Unido (3.2%), Estados Unidos (13%) y la Unión Soviética (21%) han desarrollado proyectos de generación de potencia hidroeléctrica de forma muy limitada, a pesar de tener los potenciales más altos de mareas a lo largo de sus litorales.

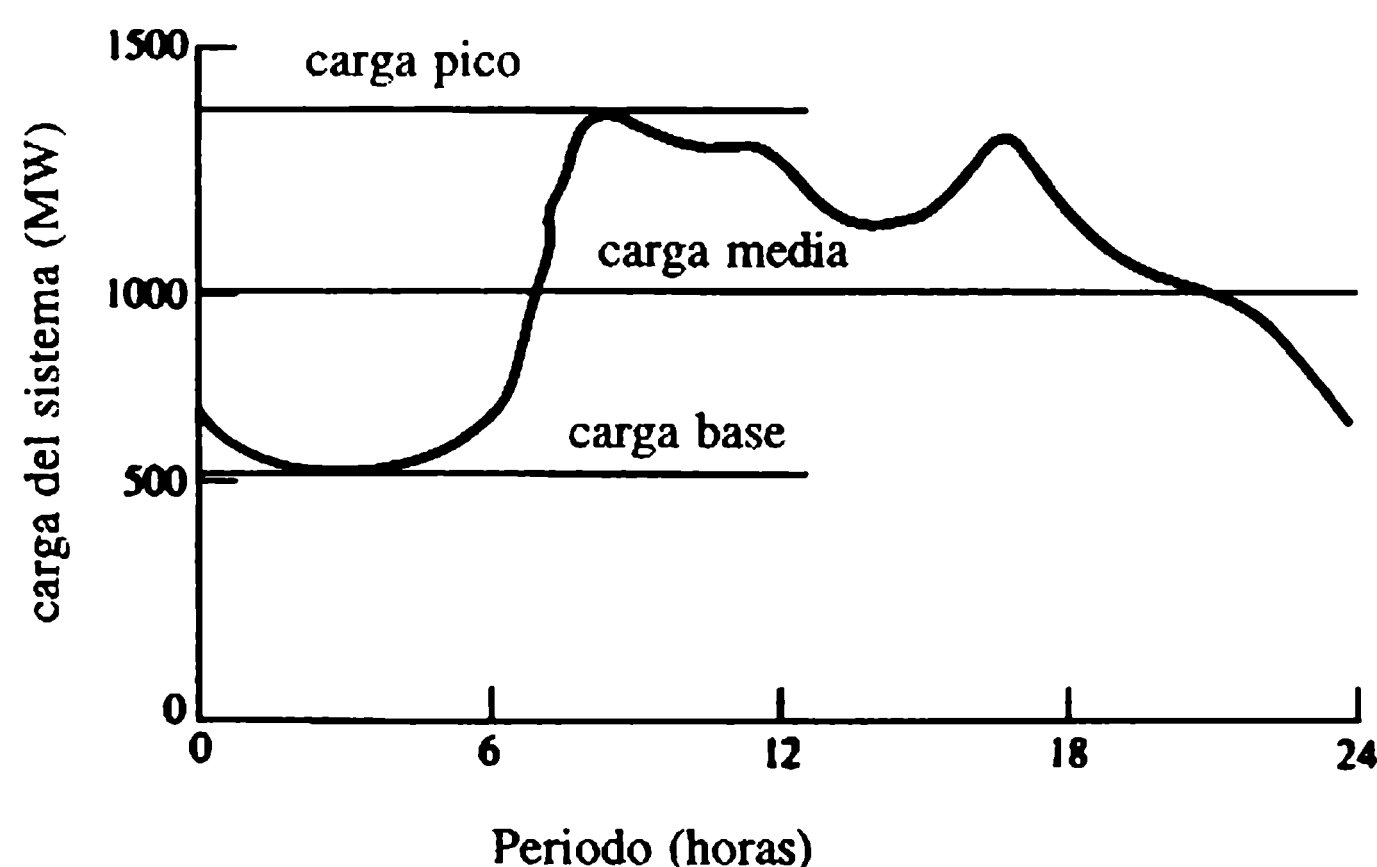
En el Reino Unido, donde las plantas de generación hidroeléctrica están situadas casi en su totalidad en Escocia (exceptuando dos unidades en el norte de Gales), la generación se utiliza sólo para suplir las cargas pico.

### 12.3 Oferta y demanda de potencia

La potencia eléctrica se genera en plantas térmicas, termonucleares o hidroeléctricas. Los generadores hidroeléctricos se accionan por medio de turbinas hidráulicas, mientras que las plantas térmicas utilizan turbinas a vapor y combustibles fósiles o nucleares. Además, las turbinas generadoras a Diesel y a gas, se utilizan como plantas de reserva de emergencia.

La demanda de potencia eléctrica varía de hora a hora durante el día, y de día a día, y de año en año, y se define como la carga total que el consumidor escoge, en cualquier instante, para conectarse al sistema de suministro de potencia. El sistema debe tener una capacidad suficiente para suplir las demandas esperadas, además de interrupciones del servicio por fallas inesperadas y mantenimiento. La curva de carga diaria (demanda) para una área doméstica típica se muestra en la figura 12.1.

La carga base es la carga que se excede continuamente, mientras que la promedio es el área bajo la curva dividida por el tiempo. El factor de carga sobre un cierto periodo es la relación entre la carga promedio y la carga pico y se expresa como un valor diario, semanal, mensual o anual. Una estación única conectada a una planta industrial puede tener un factor de carga de, por ejemplo, 80%. En un país donde el



**Figura 12.1** Curva típica de demanda.

suministro se distribuye mediante un sistema nacional de redes para una diversidad de usos, el factor de carga anual puede ser del orden de 40%.

Debe anotarse que factores de carga bajos representan un grado de ineficiencia, ya que debe instalarse una capacidad suficiente en forma de máquinas generadoras para suplir las demandas pico, aunque, en promedio, una parte considerable de esta maquinaria permanezca inactiva.

La selección del tipo de sistema de potencia depende de la clase de combustible disponible, sus costos, la disponibilidad de sitios apropiados, etc. Mientras que los costos de combustible de una planta hidroeléctrica son virtualmente nulos, los costos de construcción de las obras de ingeniería civil son en general mucho mayores que los de una planta térmica debido a los costos adicionales de las estructuras de represamiento, compuertas de esclusa, líneas de transmisión largas, etcétera.

Las plantas térmicas son más eficientes de operar con carga total y, por tanto, son apropiadas para una generación continua cercana a la capacidad máxima para sostener la carga base. Una planta hidroeléctrica puede ponerse en operación en un tiempo mínimo entre unos pocos segundos y unos 4 ó 5 minutos, mientras que se requieren por lo menos 30 minutos para arrancar y cargar un sistema térmico. Las plantas hidroeléctricas son, en consecuencia, muy apropiadas para satisfacer las variaciones de carga con un desperdicio mínimo de potencia. En un sistema interconectado ideal, las estaciones térmicas deben utilizarse para generar hasta la carga base máxima y las estaciones hidroeléctricas para suministrar la potencia pico.

Las plantas de potencia nuclear son de igual forma poco apropiadas para operación variable de carga, por cuanto los reactores no pueden controlarse con facilidad para responder con rapidez a los cambios de carga; de ahí que se utilicen como plantas de carga base a un factor de carga de por lo menos 80%. Debido a su poco volumen, los costos de transporte de los combustibles nucleares son insignificantes; por ello, las plantas de potencia nuclear tienen ventajas en sitios donde los combustibles fósiles tradicionales y las hidroeléctricas no están disponibles. Aunque las plantas de potencia nuclear, en contraste con las plantas térmicas de combustibles fósiles, no necesitan costosos sistemas de control de contaminación del aire, los problemas de seguridad inhiben el desarrollo extensivo de este tipo de plantas.

El salto bruto,  $H_0$ , en una planta hidroeléctrica es la diferencia entre los niveles del agua en el embalse detrás de la presa y en el cauce aguas abajo. Estos niveles varían debido a las oscilaciones en el afluente y a las condiciones de operación de las plantas. El salto efectivo o neto,  $H$ , es el disponible para la producción de energía después de la deducción de pérdidas en el sistema de transporte de la planta (figuras 12.8 y 12.15).

El agua que cae de una fuente de gran altura mueve las turbinas que a su vez accionan los generadores para producir electricidad. La potencia hidráulica está dada por:

$$P = \eta \rho g Q H / 1000 \text{ (kW)} \quad (12.1)$$

## 12.4 Algunas definiciones fundamentales

donde  $\eta$  es la eficiencia de la turbina,  $Q$  es el caudal (en  $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ) bajo un salto de  $H$  (m). La eficiencia hidráulica de la planta es la relación de salto neto a salto bruto (es decir,  $H/H_0$ ), y la eficiencia global es igual a la eficiencia hidráulica multiplicada por la eficiencia de la turbina y el generador. La capacidad instalada de una planta hidroeléctrica es la potencia máxima que puede ser desarrollada por los generadores a una altura normal con el caudal total. La unidad de la potencia eléctrica es el kilovatio y la de la energía eléctrica, definida como la potencia producida durante una unidad de tiempo, es el kilovatio-hora (kW h).

La potencia primaria, o 'firme', es la potencia que siempre está disponible y que corresponde al mínimo caudal afluyente sin considerar almacenamiento. La potencia secundaria, o excedente, es el remanente y no está disponible todo el tiempo. Es útil sólo si puede absorberse para auxiliar otra estación, efectuando ahorros de combustibles (térmicos) o ahorros de agua (en el caso de otra estación hidroeléctrica con almacenamiento).

## 12.5 Tipos de desarrollo de potencia hidráulica

### 12.5.1 PLANTA A FILO DE AGUA (DESARROLLO LOCAL)

Cuando un vertedero o presa se construye a través de un río, el pequeño salto que se crea se utiliza para generar potencia, siendo la central de máquinas a menudo parte integral de la estructura de la presa. Tiene una capacidad de almacenamiento muy limitada y puede utilizarse sólo cuando haya agua disponible. Su capacidad firme es baja, debido a que el suministro de agua no es uniforme a lo largo del año, pero puede servir como una planta de carga base. Algunas plantas pueden tener suficiente almacenamiento aguas arriba para satisfacer las demandas pico diarias. Dos esquemas habituales de plantas a filo de agua se muestran en la figura 12.2.

### 12.5.2 PLANTA CON UN CANAL DE DERIVACIÓN

A veces las condiciones topográficas, geológicas e hidrológicas y consideraciones ambientales y económicas pueden favorecer esquemas de desarrollo de la potencia

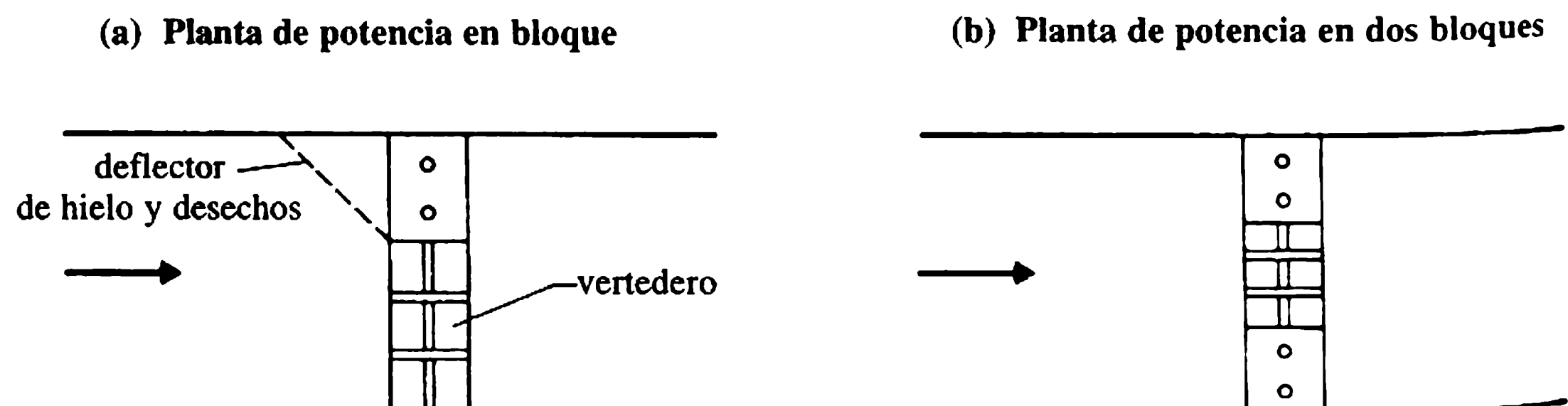


Figura 12.2 Plantas a filo de agua.

del tipo de derivación. El agua embalsada en el río aguas arriba de una presa se desvía a un canal de generación que se vuelve a unir con el río más adelante aguas abajo (figura 12.3), la central de máquinas se localiza ya sea cerca a la bocatoma, dentro del canal, o en la salida. Los tramos rocosos de un río que contenga rápidas, donde la regulación puede ser difícil, deben evitarse para este tipo de esquema. Una caída de considerable altura puede desarrollarse mediante un canal de derivación en un valle del río con una pendiente relativamente empinada.

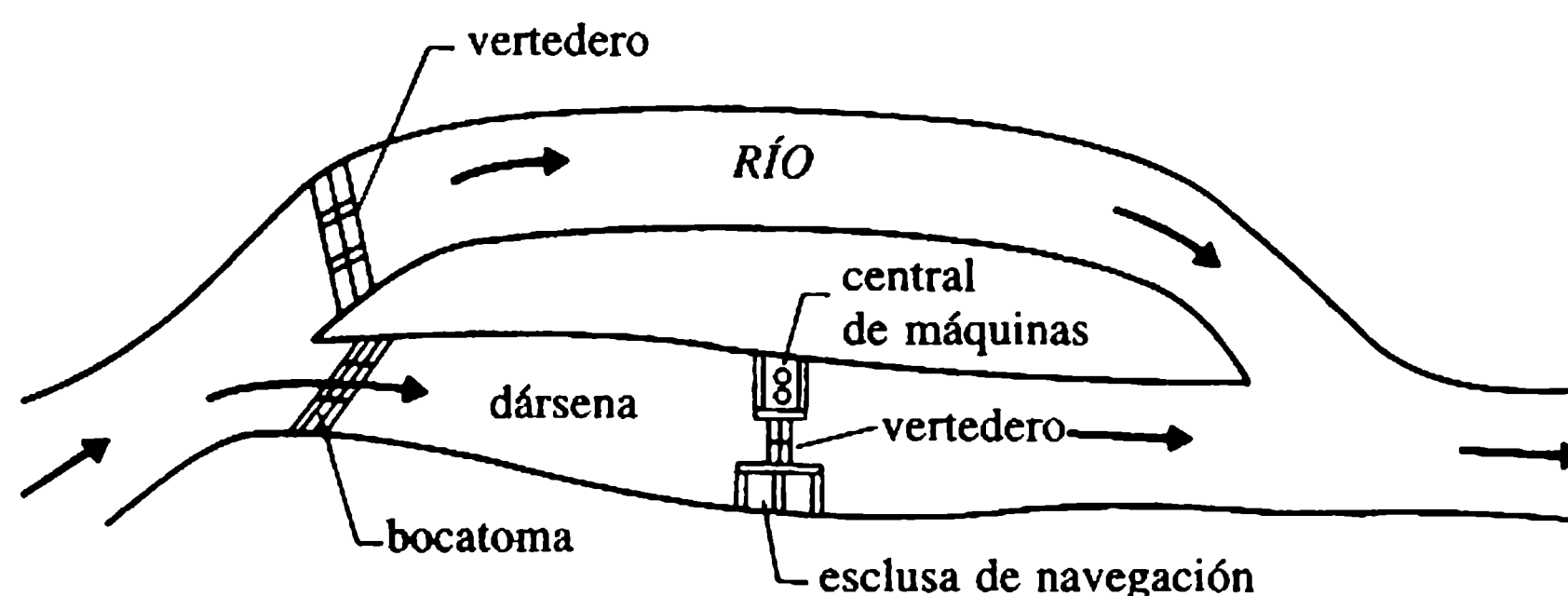
### 12.5.3 PLANTA CON ALMACENAMIENTO (DESARROLLO REMOTO)

La estructura de la presa está separada de la central de máquinas a una distancia considerable por la que se transporta el agua, en general mediante un túnel o una tubería, para alcanzar en la planta saltos medios o altos (figura 12.4). El almacenamiento en el embalse aguas arriba de la presa incrementa sustancialmente la capacidad firme de la planta, y dependiendo de la esorrentía anual y los requerimientos de potencia, la planta puede utilizarse como una instalación para carga base y/o carga pico.

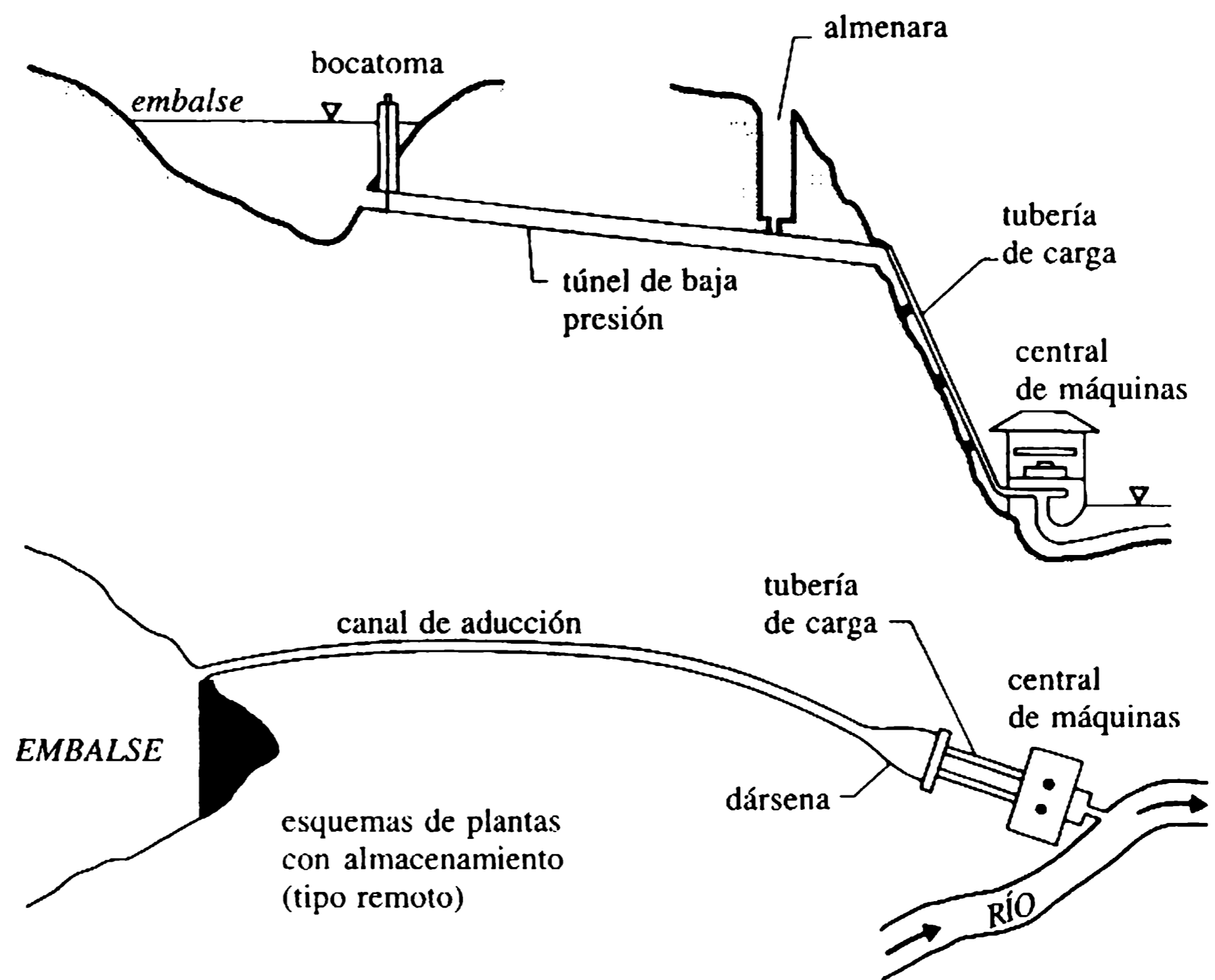
### 12.5.4 PLANTA DE ALMACENAMIENTO POR BOMBEO (CENTRALES REVERSIBLES)

Cuando la esorrentía natural anual es insuficiente para justificar una instalación hidroeléctrica convencional y, es posible situar embalses cauce arriba y abajo, el agua se bombea de vuelta del embalse inferior al superior. Este tipo de planta genera la energía para carga pico y en los periodos fuera del pico el agua se bombea de vuelta para uso futuro; asimismo la potencia en exceso disponible de otras plantas del sistema (a menudo en una planta a filo de agua, térmica o de mareas) se utiliza para bombear el agua desde el embalse inferior. Un esquema típico de una planta de almacenamiento por bombeo se muestra en la figura 12.5.

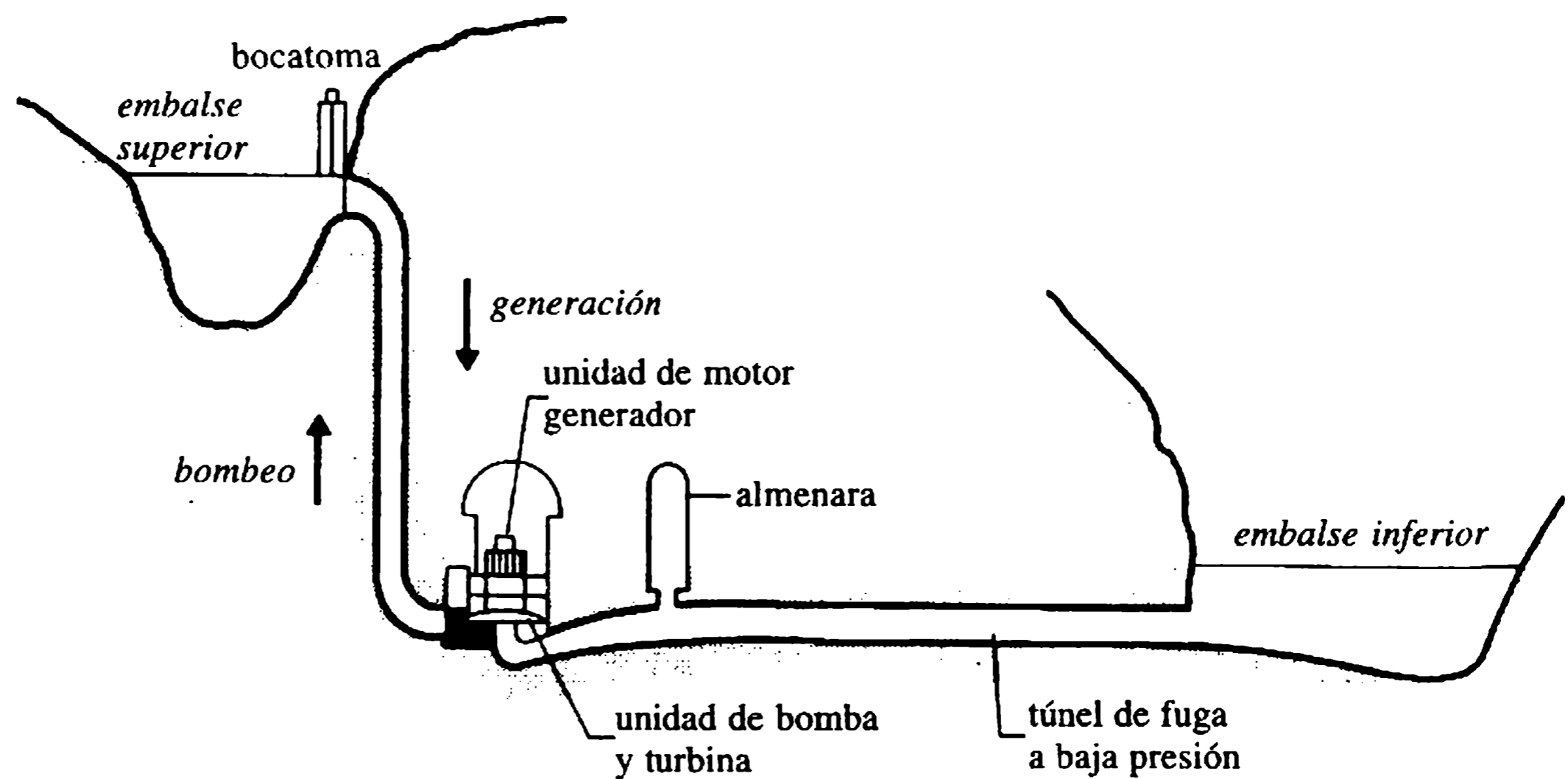
Una planta de almacenamiento por bombeo es una adición económica a un sistema que incrementa el factor de carga de otros sistemas y también suministra capacidad adicional para satisfacer las demandas pico. Se han utilizado ampliamente en



**Figura 12.3** Planta con canal de derivación.



**Figura 12.4** Esquemas de plantas con almacenamiento (tipo remoto).



**Figura 12.5** Planta de almacenamiento por bombeo.

Europa, y cerca de 50 plantas que estaban en operación en Estados Unidos en 1990, alcanzando una capacidad instalada total de 6700 MW. En el Reino Unido grandes plantas están en operación en Ffestiniog (300 MW) y Dinorwic (1680 MW) en Gales del Norte y en Foyers (300 MW) y Cruachan (450 MW) en Escocia (ver NSHB, 1978).

En la actualidad se utilizan máquinas de bomba y turbina reversibles y de motor generador que reducen el costo de la central de almacenamiento por bombeo y eliminan el equipo de bombeo adicional y la casa de bombas.



### 12.6.1 PLANTAS DE SALTO BAJO

Estas plantas tienen un salto bruto de menos de 50 m y son de ordinario a filo de agua, con o sin almacenamiento; y su central de máquinas es parte integral de la presa. Las plantas de generación de mareas (sección 12.12.1) son también plantas de salto bajo cuyos caudales en general son grandes. Las siguientes son algunas instalaciones de saltos bajos: Pitlochry, Escocia (17 m); Owen Falls, Uganda (21 m); St. Lawrence, Canadá (22 m); planta de mareas de La Rance, Francia (3-11 m).

### 12.6.2 PLANTAS DE SALTO MEDIO

Estas plantas pueden operar a control local o remoto, con saltos entre 50-300 m. Las siguientes son algunas de las instalaciones de salto medio:

1. Entre las de control local se encuentran las de Castello de Bode, Portugal (97 m), Hoover, Estados Unidos (185 m) y Estreito, Brasil (63 m);
2. Entre las de control remoto se encuentran las de Benevean Falls, África (160 m), Great Glen, Escocia (90-300 m) y Tarraleah, Australia (299 m).

### 12.6.3 PLANTAS DE SALTO ALTO

La mayoría de plantas de salto alto (salto  $\geq$  300 m) opera a control remoto. Las siguientes son algunas de las instalaciones de esta clase: Laures, Italia (2030 m); Reisseck-Kreuzeck, Austria (1771 m); Chandoline, Suiza (1750 m); Mar, Noruega (780 m); Cruachan, Escocia (401 m); Dinorwic, Gales del Norte (440 m).

El salto bruto de cualquier proyecto propuesto puede evaluarse mediante técnicas topográficas simples mientras que para evaluar la cantidad disponible de agua la información hidrológica de precipitación y escorrentía es esencial (*ver* Shaw, 1994). La siguiente información hidrológica es necesaria: (a) caudales diarios, semanales o mensuales durante un periodo de varios años, para determinar la capacidad de la planta y estimar la producción que dependerá del caudal promedio de la corriente y su distribución durante el año; (b) flujos bajos, para evaluar la potencia primaria, firme o confiable.

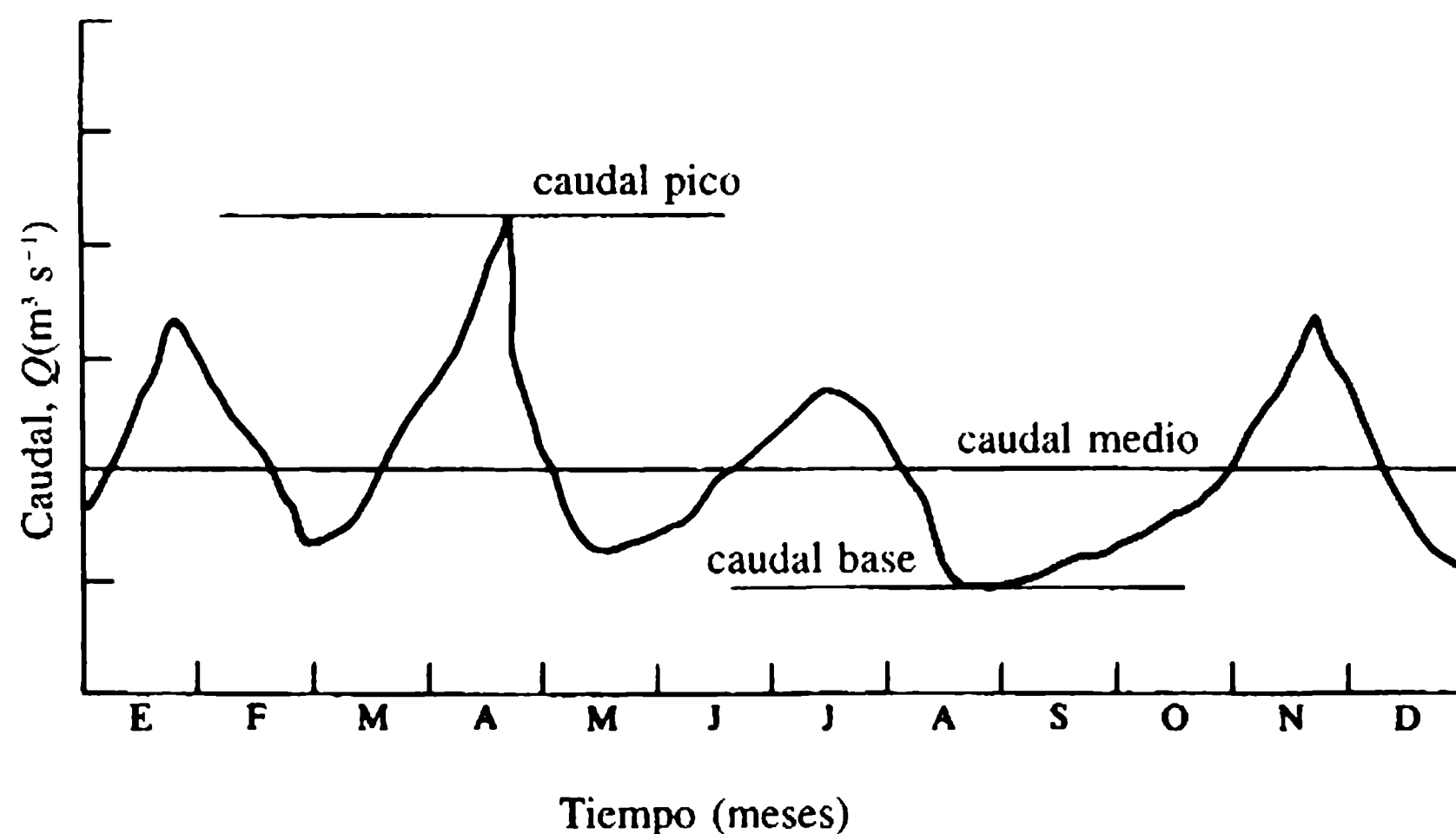
## 12.6 Clasificación de las plantas hidroeléctricas según su salto

## 12.7 Información de caudales esencial para la evaluación del potencial hidroeléctrico

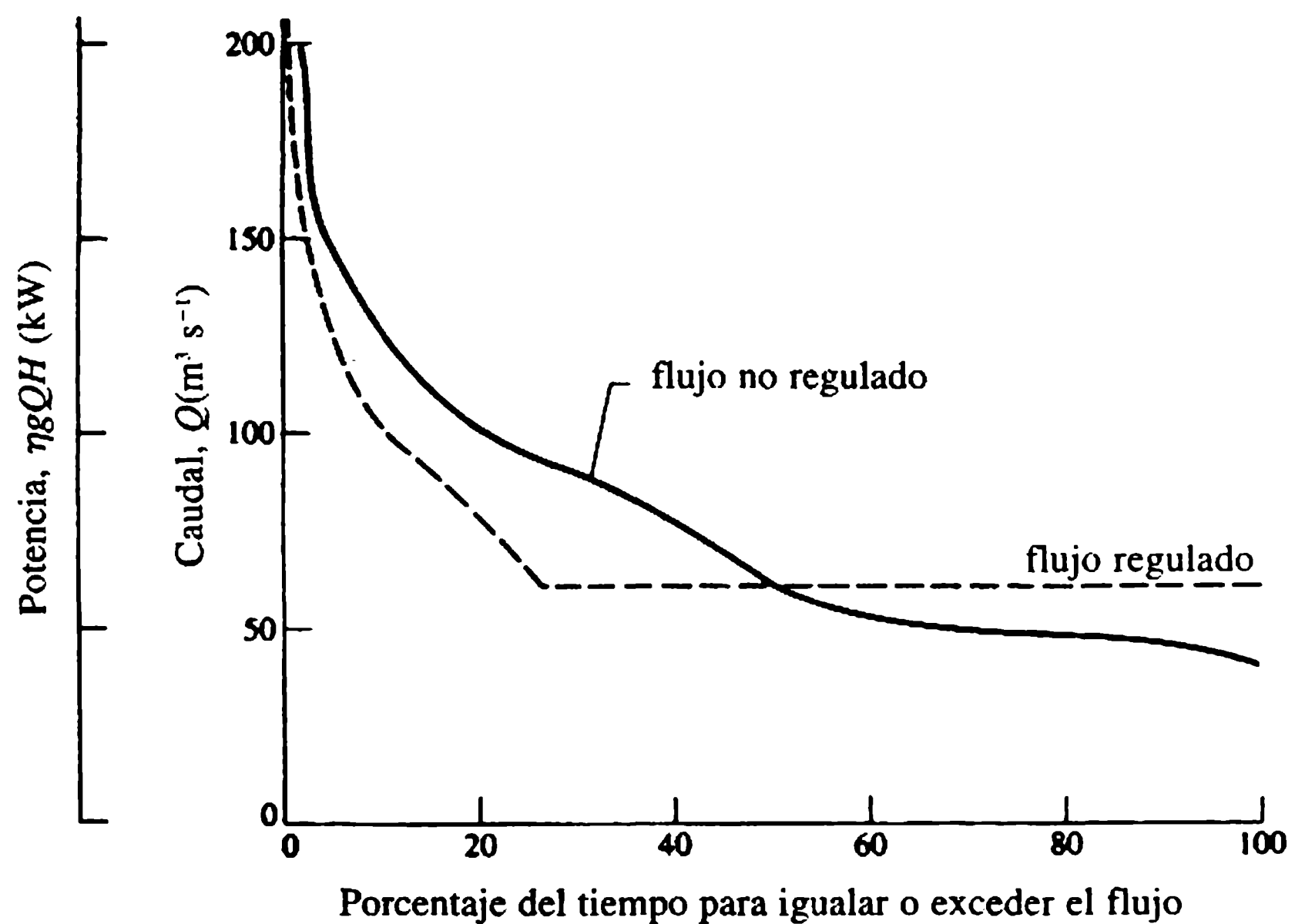
12.7.1 ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN DE CAUDALES

Un hidrograma usual de caudales, que incluye un periodo seco para el cual se puede calcular la frecuencia de ocurrencia de un cierto caudal durante el periodo (ejemplo 12.1), se muestra en la figura 12.6.

La curva de duración del flujo (figura 12.7) es una gráfica del caudal de la corriente en orden ascendente o descendente (en las ordenadas) y su frecuencia de ocurrencia expresada como porcentaje del tiempo cubierto por el registro (en las abscisas). También se muestra en la figura la curva de duración del flujo para un flujo regulado por almacenamiento. Las pérdidas debidas a la evaporación y a la



**Figura 12.6** Hidrograma de caudales de la corriente.



**Figura 12.7** Curva de duración del flujo – potencia (factor multiplicador de la escala de potencia =  $\eta gH$ ).

infiltración en el embalse propuesto y los caudales relacionados con la gestión de aguas bajas aguas abajo del embalse y con cualquier otra demanda de agua, deben tenerse en cuenta para obtener la curva de duración del flujo regulado.

### 12.7.2 CURVA DE DURACIÓN DE POTENCIA

Si el salto disponible y la eficiencia de la central de máquinas son conocidas, la curva de duración del flujo en la figura 12.7 puede convertirse en una curva de duración de potencia cambiando las ordenadas a la potencia disponible (es decir  $\eta\rho gQH$ ).

La potencia que está disponible en 95% a 97% del tiempo en los esquemas regulados de embalse se considera como la potencia primaria o firme, y el área de la curva de duración de potencia con la cantidad mínima de flujo disponible en 95% a 97% del tiempo arroja entonces la magnitud de la potencia primaria total. La potencia primaria no necesariamente se produce de manera continua. Si el almacenamiento y las construcciones de interconexión están disponibles, la planta puede operarse sólo para cargas pico. La potencia de exceso o secundaria es toda la que está disponible por encima del nivel de potencia primaria y está dada por el área bajo la curva de duración de potencia entre la línea de potencia firme y la capacidad instalada total de la planta de generación.

### 12.7.3 CURVA DE MASA

La curva de masa (figura 12.24) es una gráfica del flujo acumulado contra el tiempo durante el periodo de registro. Se usa para estimar los requerimientos de almacenamiento y el flujo utilizable para producción de potencia eléctrica (Linsley y Franzini, 1979; Twort, Law y Crowley, 1984). La pendiente de la curva en cualquier punto indica el caudal en ese tiempo particular.

La pendiente de la línea OA representa el caudal promedio sobre el periodo total para el cual la curva de masa se ha graficado. Si la tasa de extracción (retiro o demanda) de agua para la producción de potencia es uniforme y está dada por el gradiente de OA, el gradiente de la curva de la masa en cualquier instante indica que el embalse o está llenándose o vaciándose de acuerdo con el mayor o menor valor de la pendiente de la curva de masa con respecto a la línea de demanda OA. Entonces, para permitir descargar agua con esta tasa uniforme durante todo el periodo, el embalse debe tener una capacidad mínima dada por la suma de los interceptos verticales BC y DE. Suponiendo que el embalse contenga un almacenamiento inicial de agua igual a DE, estaría lleno en C y vacío en D. Las curvas de masa también pueden utilizarse para determinar el vertimiento de exceso de agua desde un embalse con una capacidad dada del cual se extrae agua para satisfacer la demanda de potencia.

**12.8 Turbinas hidráulicas y su selección**

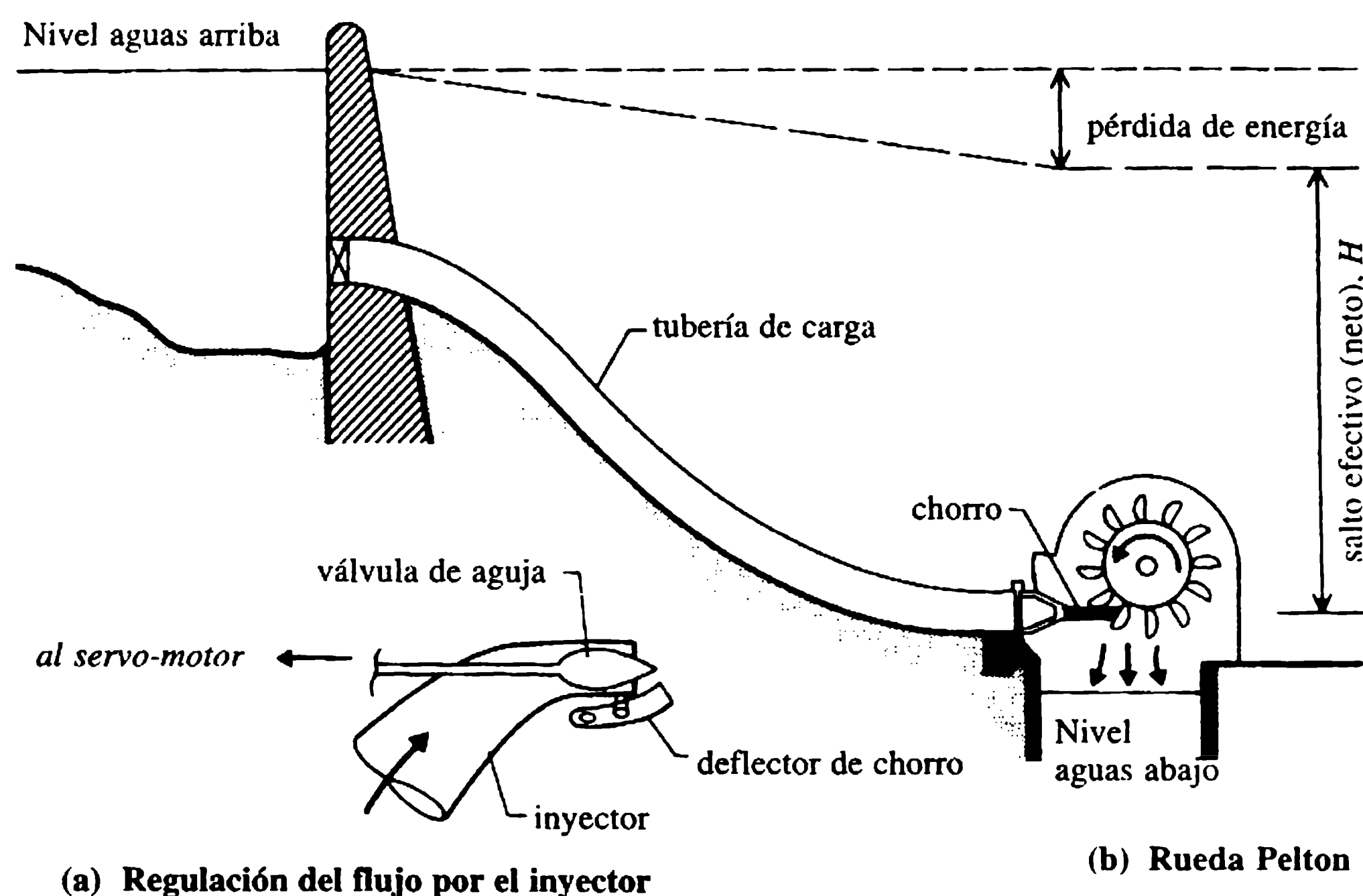
**12.8.1 GENERALIDADES**

Las turbinas hidráulicas pueden considerarse como motores hidráulicos o movedores primarios del desarrollo de potencia hidroeléctrica, que convierte la energía del agua (potencia hidráulica) en energía mecánica (potencia en el eje). La potencia en el eje desarrollada se utiliza para accionar generadores eléctricos acoplados directamente al eje de la turbina, produciendo entonces la potencia eléctrica.

La turbina hidráulica es una máquina rotatoria que actúa por el impulso y/o reacción de una corriente de agua que se lanza sobre el rotor (llamado rodete), que consiste en una serie de paletas o álabes curvos o aspas.

**12.8.2 TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS**

Las turbinas pueden clasificarse como máquinas de impulso y reacción (Nechleba, 1957). En la primera categoría, toda la energía potencial disponible (salto) del agua se convierte en energía cinética con la ayuda de un inyector de contracción [el caudal se controla mediante una válvula tipo aguja – figura 12.8(a)] colocada al final de la tubería (tubería de carga). Después de chocar sobre las paletas curvas, el agua descarga libremente (con presión atmosférica) en el canal aguas abajo (llamado canal de fuga). La turbina de impulso de uso más común es la rueda Pelton [figura 12.8 (b)]. Grandes unidades tienen dos o más chorros que chocan en diferentes sitios alrededor de la rueda.



**Figura 12.8** Turbina de impulso (rueda Pelton).

En las turbinas de reacción sólo una parte de toda la energía disponible del agua se convierte en energía cinética a la entrada del rotor, y una parte sustancial permanece en la forma de energía de presión. La envoltura del rotor (llamada carcasa espiral) tiene que ser completamente hermética y estar llena de agua durante la operación de la turbina. El agua entra a la carcasa espiral y se mueve dentro del rotor a través de una serie de álabes guías llamados compuertas de ventanilla. El caudal y su dirección pueden controlarse con estos álabes ajustables. Después de dejar el rotor, el agua entra al tubo de aspiración que envía el flujo al canal de fuga. Hay dos tipos principales de turbinas de reacción, la Francis y la turbina de propulsión (también conocida como Kaplan o de bulbo) (figura 12.9).

Las turbinas también pueden clasificarse de acuerdo con la dirección principal del flujo del agua en el rotor como: (a) turbinas de flujo tangencial (rueda Pelton); (b) turbina de flujo radial (Francis, Thompson, Girard); (c) turbinas de flujo mixto (tipo de Francis moderna); (d) turbina de tipo de flujo axial o de aspas fijas (propulsión) o de tipo de aspa móvil (Kaplan o de bulbo).

### 12.8.3 VELOCIDAD ESPECÍFICA, $N_s$ , FACTOR DE VELOCIDAD, $\phi$ , Y CLASIFICACIÓN DE TURBINAS

La velocidad específica,  $N_s$ , de una turbina es su característica más importante y es de importancia suprema en el diseño. Se define como la velocidad a la cual un rotor

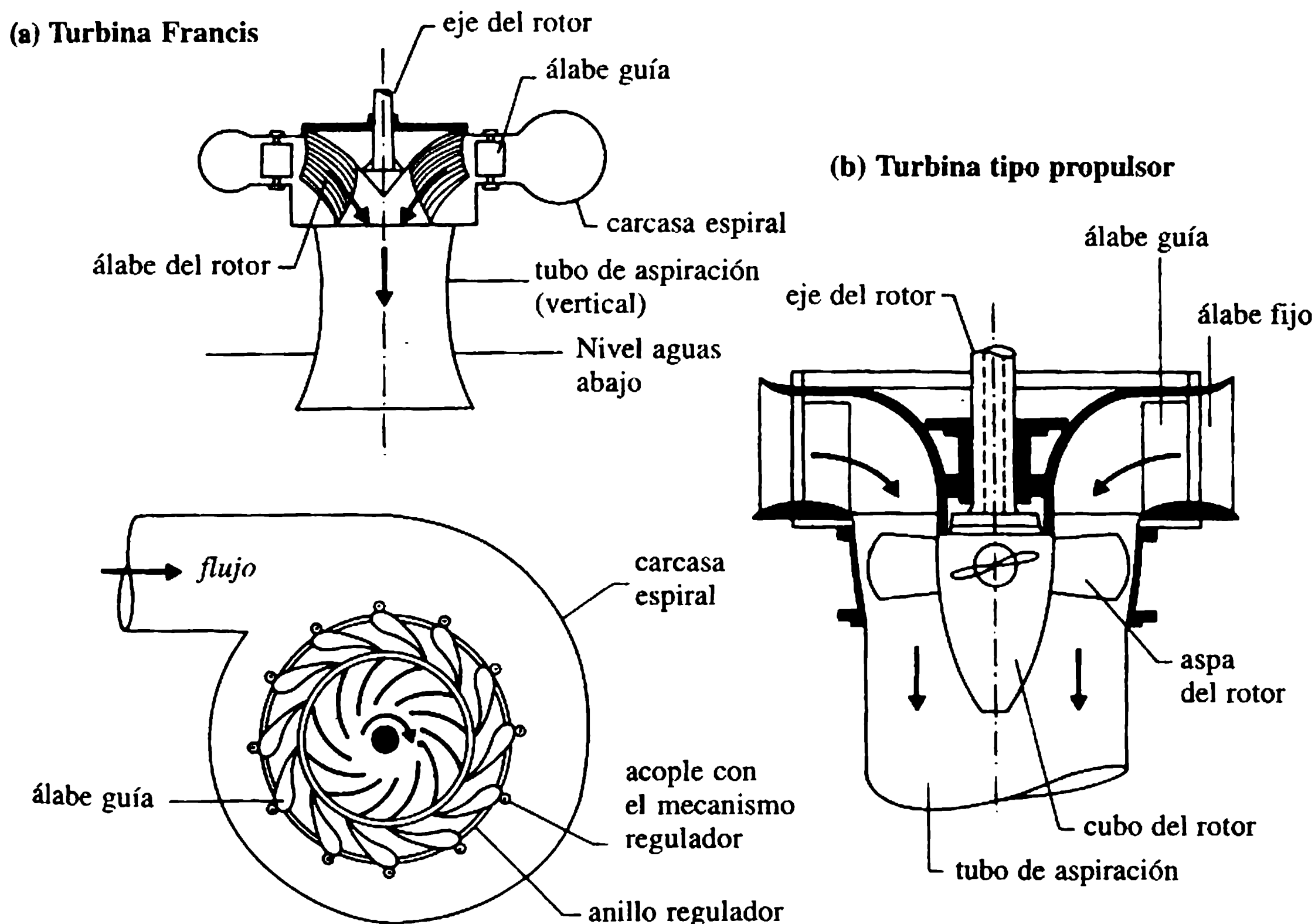


Figura 12.9 Turbinas de reacción.



geométricamente similar giraría si estuviera proporcionado de tal manera que desarrollaría 1 kW cuando operara bajo un salto de 1 m; y está dada por:

$$N_s = NP^{1/2}/H^{5/4} \quad (12.2)$$

donde  $N$  es la velocidad de rotación en revoluciones por minuto ( $\text{rev min}^{-1}$ ),  $P$  es la potencia desarrollada (kW) y  $H$  es el salto efectivo (m).

El factor de velocidad,  $\phi$ , es la relación entre la velocidad periférica,  $v$ , de las paletas o álabes en el diámetro nominal,  $D$ , con respecto a la velocidad teórica del agua bajo un salto efectivo,  $H$ , que actúa sobre la turbina:

$$\phi = v/(2gH)^{1/2} = DN/84.6H^{1/2} \quad (12.3)$$

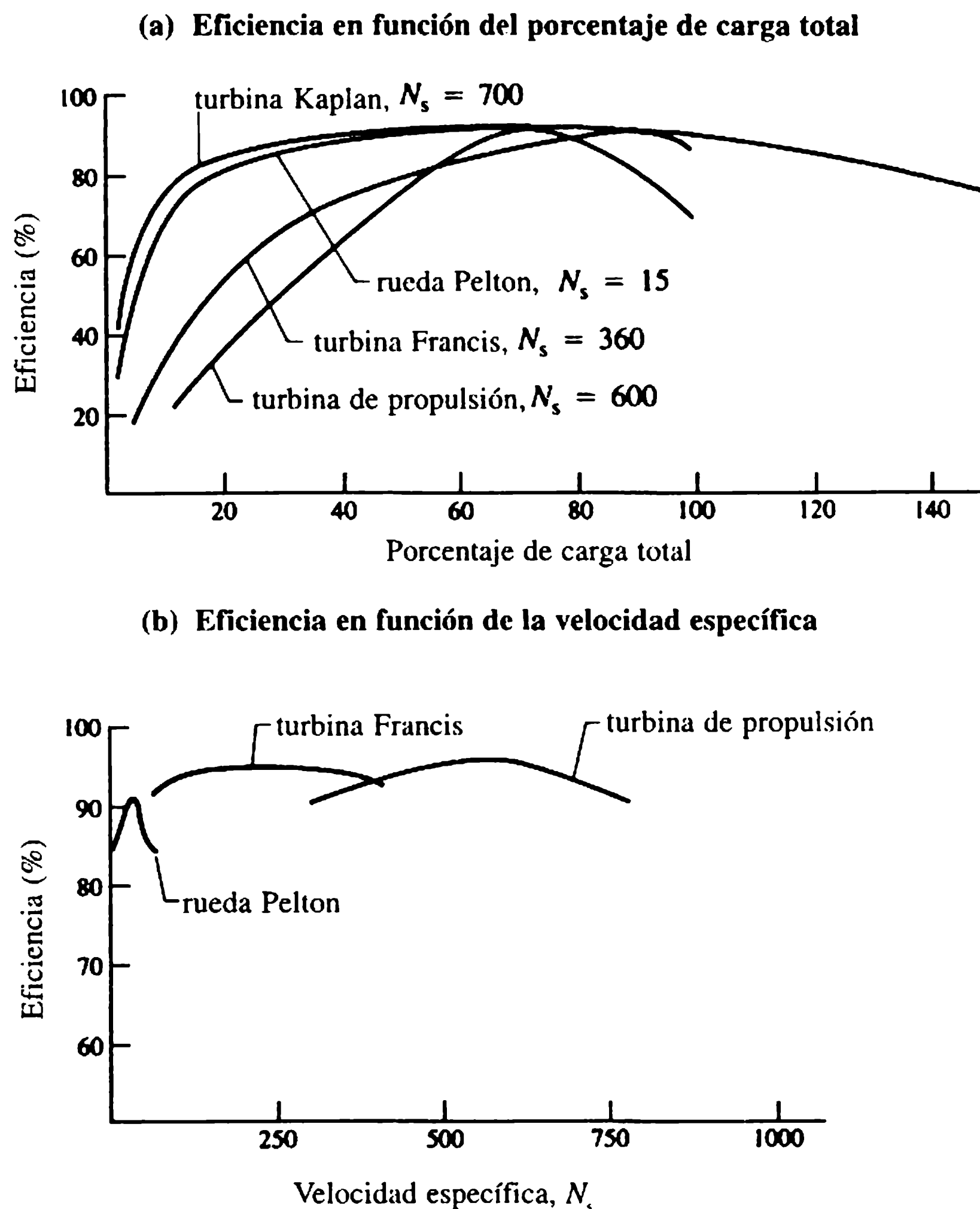
La tabla 12.1 sugiere valores apropiados de  $\phi$  que producen las eficiencias más altas para cualquier turbina. En la tabla también se muestran el salto y los intervalos de velocidades específicas y las eficiencias de los tres tipos principales de turbinas.

#### 12.8.4 CLASIFICACIÓN Y DESEMPEÑO DE TURBINAS

En general, las turbinas hidráulicas se seleccionan para saltos máximos, mínimos, normales y de diseño. El rotor se diseña para una velocidad óptima y una eficiencia máxima para el salto de diseño, que se selecciona como el salto por encima y por debajo del cual la generación anual promedio de potencia es aproximadamente igual. Sin embargo, en realidad, las condiciones de salto y carga cambian durante la operación y es en extremo importante conocer el desempeño de una unidad para otros saltos. Tal información es casi siempre suministrada por el proveedor en forma de gráficas de la eficiencia para varias condiciones de carga parcial [figura 12.10(a)]. El cambio de eficiencia contra la velocidad específica se muestra en la figura 12.10(b).

**Tabla 12.1** Intervalo de valores  $\phi$ , velocidades específicas y saltos

<i>Tipo de rotor</i>	$\phi$	$N_s$	$H$ (m)	<i>Eficiencia (%)</i>
De impulso	0.43–0.48	8–17	> 250	85–90
		17		90
		17–30		90–82
Francis	0.60–0.90	40–130	25–450	90–94
		130–350		94
		350–452		94–93
De propulsión	1.4–2.0	380–600	< 60	94
		600–902		94–85



**Figura 12.10** Curvas de desempeño de turbinas.

### 12.8.5 VELOCIDAD DE OPERACIÓN O NORMAL, $N$

Independientemente de su tamaño, todos los rotores que tienen la misma forma geométrica tienen la misma velocidad específica: ésta se considera un parámetro útil en la selección de rotor para condiciones particulares, lo cual puede hacerse mediante diagramas o tablas (tabla 12.2). Si el salto y el caudal son conocidos, la velocidad de la unidad  $N$  puede calcularse a partir de las ecuaciones (12.1) y (12.2).

Si las turbinas van a mover generadores de electricidad sus velocidades deben corresponder a la velocidad sincrónica más cercana para máquinas a.c., y la velocidad correcta físicamente posible para máquinas d.c. Para funcionamiento sincrónico, la velocidad  $N$  está dada por:

$$N = 120f/p \quad (12.4)$$

donde  $f$  es la frecuencia del suministro a.c., en Hz (50-60 Hz) y  $p$  es el número de polos del generador (divisible por 4 para saltos hasta de 200 m o por 2 para saltos

**Tabla 12.2** Información de  $Q-H-N_s$  (Raabe, 1985):  $Q$  ( $m^3 s^{-1}$ );  $H$  (m);  $P$  (kW);  $D$  (m);  $N$  ( $rev\ min^{-1}$ ).

<i>Tipo de rotor</i>	<i>Velocidad específica</i> $N_s = NP^{1/2}/H^{5/4}$	<i>Salto máximo</i> $H$ (m)	<i>Caudal unitario</i> $q = Q/D^2H^{1/2}$	<i>Velocidad unitaria</i> $N_u = ND/H^{1/2}$
De impulso (Pelton)	7–11	1650–1800	0.011–0.007	39.4–39.8
	11–17	700–1650	0.024–0.011	38.9–39.4
	17–26	350–700	0.055–0.024	37.6–38.9
Francis:				
lento	51–107	410–700	0.35–0.1	63.6–60.8
medio	107–150	240–410	0.59–0.35	67.5–63.6
	150–190	150–240	0.83–0.59	72.6–67.5
rápido	190–250	90–150	1.13–0.83	81–72.6
	250–300	64–90	1.28–1.13	92.2–81
Kaplan	240–450	50	1.22–0.93	145–85
	330–560	35	1.61–1.29	155–100
	390–690	20	2.0–1.6	170–110
	490–760	15	2.35–2.0	180–120
	570–920	6	2.45–2.35	200–135

por encima de ese valor). Las velocidades normales recomendadas (Mosonyi, 1959) para máquinas de suministro a.c., de 50 Hz son 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500, 375, 300, 250, 214, 188, 167, 150, 125, 107, 94, 83, 75 y 60  $rev\ min^{-1}$ .

#### 12.8.6 VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO

Si la carga externa de una máquina de repente cae a cero (rechazo repentino) y el mecanismo que la gobierna falla al mismo tiempo, la turbina tenderá a moverse con la máxima velocidad posible, conocida como velocidad de embalamiento. Esta velocidad límite en condiciones sin carga con máximo caudal debe considerarse para el diseño seguro de los diversos componentes rotatorios de la unidad turbogeneradora. La velocidad de embalamiento sugerida para varios rotores en cuanto a consideraciones de diseño apropiados se dan en la tabla 12.3.

**Tabla 12.3** Velocidades de embalamiento y variaciones de salto aceptables

<i>Tipo de rotor</i>	<i>Velocidad de embalamiento</i> (% de la velocidad normal)	<i>Variación de salto aceptable</i> (% del salto de diseño)	
		<i>Mínimo</i>	<i>Máximo</i>
De impulso (Pelton)	170-190	65	125
Francis	200-220	50	150
De propulsión	250-300	50	150

12.8.7 CAVITACIÓN EN TURBINAS Y LOCALIZACIÓN DE LA TURBINA,  $Y_s$ 

La cavitación origina picaduras, vibraciones y reducción en la eficiencia y es por cierto indeseable. Los rotores que se afectan con más severidad por la cavitación son los de reacción, en donde las presiones en los extremos de la descarga de las aspas son negativas y pueden aproximarse a los límites de la presión a vapor. La cavitación puede evitarse mediante un diseño adecuado, instalando y operando la turbina de manera que las presiones dentro de la unidad estén por encima de la presión de vapor del agua. La localización de la turbina o altura de aspiración,  $Y_s$  (figuras 12.15 y 12.16), es el factor más crítico en la instalación de turbinas de reacción. Los límites recomendados para velocidades específicas seguras para varios saltos, basados en la experiencia de plantas de potencia existentes, se muestran en la figura 12.11.

La característica de cavitación de una máquina hidráulica se define como el coeficiente de cavitación o sigma de la planta ( $\sigma$ ), dado por:

$$\sigma = (H_a - H_v - Y_s)/H \quad (12.5)$$

donde  $H_a - H_v = H_b$  es la cabeza de presión barométrica (a nivel del mar y 20 °C,  $H_b = 10.1$  m) y  $H$  es el salto efectivo sobre el rotor.

A partir de la ecuación (12.5), la localización permitida máxima de la turbina  $Y_{s,máx}$  (elevación por encima del cauce aguas abajo del agua hasta la línea central de los rotores propulsores, o a la parte inferior de los rotores de turbinas Francis) puede escribirse como:

$$Y_{s,máx} = H_b - \sigma_c H \quad (\text{fórmula de Thoma}) \quad (12.6)$$

donde  $\sigma_c$  es el valor mínimo (crítico) de  $\sigma$  en el que ocurre cavitación (en general determinado por experimentos). Si  $Y_s$  es negativo, el rotor debe ajustarse por debajo del cauce aguas abajo.

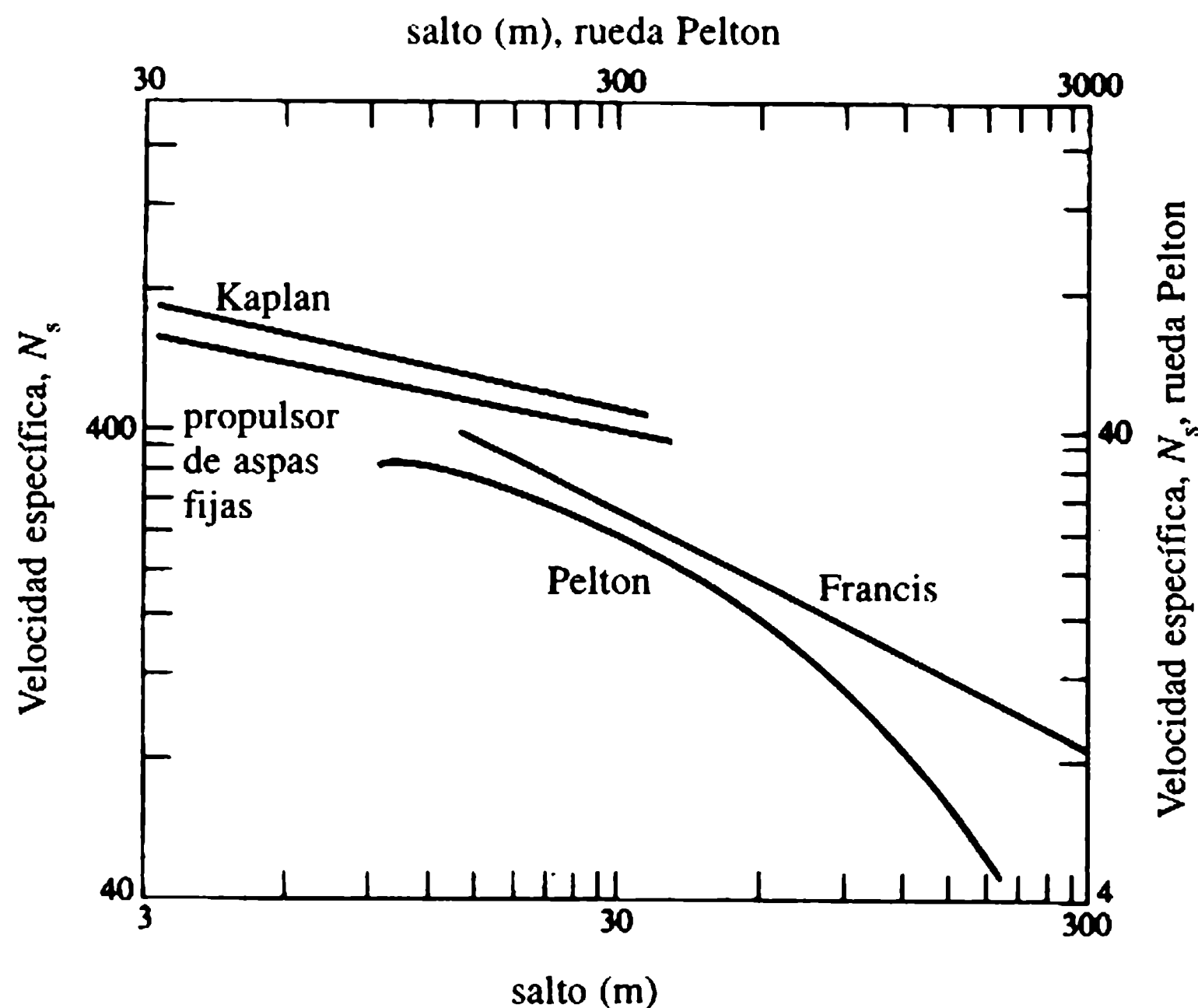


Figura 12.11 Límites recomendados de velocidades específicas seguras.

**Tabla 12.4** Valores críticos de sigma de planta,  $\sigma_c$ 

	<i>Rotores Francis</i>					<i>Rotores de propulsión</i>			
Velocidad específica ( $N_s$ )	75	150	225	300	375	375	600	750	900
$\sigma_c$	0.025	0.10	0.23	0.40	0.64	0.43	0.8	1.5	3.5

En la tabla 12.4 se muestran valores usuales de  $\sigma_c$  para turbinas de reacción, en función de sus velocidades específicas.

Los valores de los límites recomendados con anterioridad de  $\sigma$  pueden aproximarse por:

$$\sigma_c = 0.0432(N_s/100)^2 \quad \text{para rotores Francis} \quad (12.7)$$

y

$$\sigma_c = 0.28 + 0.0024(N_s/100)^3 \quad \text{para rotores de propulsión} \quad (12.8)$$

con un incremento de  $\sigma_c$  en 10% para turbinas Kaplan (Mosonyi, 1959).

#### 12.8.8 POSICIÓN DE LA LÍNEA CENTRAL DE UN ROTOR (O LÍNEA CENTRAL DE UN DISTRIBUIDOR) PARA TURBINAS DE EJE VERTICAL

Los cálculos preliminares de la elevación del distribuidor por encima del nivel del cauce aguas abajo ( $Y_t$ , figura 12.15) sugiere las siguientes relaciones empíricas [basadas en el conocimiento de plantas existentes (Doland, 1957)]:

$$Y_t = Y_s + 0.025DN_s^{0.34} \quad \text{para rotores Francis} \quad (12.9)$$

y

$$Y_t = Y_s + 0.41D \quad \text{para rotores de propulsión} \quad (12.10)$$

donde  $D$  es el diámetro nominal del rotor.

#### 12.8.9 DIÁMETRO DEL ROTOR, $D$

Para los cálculos aproximados del diámetro del rotor, puede utilizarse la siguiente fórmula empírica (Mosonyi, 1959):

$$D = a(Q/N)^{1/3} \quad (12.11)$$

donde  $a = 4.4$  para rotores de tipo Francis y de propulsión y 4.57 para turbinas de tipo Kaplan ( $D$  en m,  $Q$  en  $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ,  $N$  en  $\text{rev min}^{-1}$ ).

La ecuación (Mosonyi, 1988):

$$D = 7.1Q^{1/2}/(N_s + 100)^{1/3}H^{1/4} \quad (12.12)$$

también puede utilizarse para fijar el diámetro de un rotor de tipo propulsor ( $H$  en m).

Las ruedas de impulso se alimentan por inyectores de contracción y, en el caso de la turbina de rueda Pelton, la eficiencia hidráulica alcanza su máximo cuando el factor de velocidad  $\phi$  está alrededor de 0.45 y el menor diámetro del chorro,

$$d_j = 0.542 (Q/H)^{1/2}. \quad (12.13)$$

El diámetro nominal,  $D$ , de una rueda Pelton (también conocido como diámetro medio o de paso medido hasta la línea central del chorro) está, entonces, dado por:

$$D = 38H^{1/2}/N. \quad (12.14)$$

La relación del chorro  $m$ , definido como  $D/d_j$ , es un parámetro importante en el diseño de ruedas Pelton, y en la práctica para máxima eficiencia se adopta una relación de chorro de cerca de 12. El número de paletas para una rueda Pelton es óptimo si siempre éstas intersecan el chorro, y lo usual es que sobrepase las 15. La siguiente fórmula empírica da el número aproximado de paletas,  $n_b$ , como:

$$n_b = 0.5m + 15. \quad (12.15)$$

que es válido para  $6 < m < 35$ . No es raro emplear varias ruedas de chorro múltiple montadas sobre el mismo eje para desarrollar la potencia requerida.

#### 12.8.10 NÚMERO DE UNIDADES INSTALADAS

En general, para una capacidad total de planta dada, los costos totales aumentarán con el incremento del número de unidades. Las eficiencias de unidades grandes (turbinas y generadores) son mayores que las de menor tamaño del mismo tipo. Si la demanda de potencia es razonablemente uniforme es práctico instalar un número pequeño de unidades grandes.

Cuando la eficiencia de la turbina hidráulica se reduce con la disminución del caudal (por ejemplo cuando se mueve en condiciones de carga parcialmente llena) es mejor utilizar un número mayor de máquinas menores para condiciones de operación tan variables. La variación de la carga se compensa poniendo máquinas en y fuera de servicio, de manera que conjuntos individuales no tengan una variación demasiado amplia de carga y, por tanto, siempre operen con tanta eficiencia como sea posible.

#### 12.8.11 CARCASA EN ESPIRAL DE LA TURBINA

Una carcasa en espiral es el conducto que dirige el agua desde la toma o tubería de carga al rotor en instalaciones de turbinas de tipo reacción (en el caso de ruedas de impulso se coloca de ordinario la carcasa sólo para prevenir que el agua salpique y para conducir el agua al canal de fuga). Una carcasa en caracol en forma de espiral de geometría correcta asegura una distribución uniforme del agua alrededor de la



periferia del rotor con la formación mínima posible de vórtices. La forma y las dimensiones internas están estrechamente relacionadas con el diseño de la turbina.

**a. Carcasa en espiral total**

Una carcasa en espiral total [figura 12.12(a)] que encierra en su totalidad la turbina con un ángulo de la nariz,  $\varphi$ , de  $360^\circ$  garantiza las condiciones de flujo más perfectas. Sin embargo, en la práctica las carcasas espirales de  $320^\circ < \varphi < 340^\circ$  también se denominan carcasas en espiral total.

Esta clase de carcasa en espiral se utiliza en instalaciones con saltos medios a altos donde los requerimientos de caudales son menores.

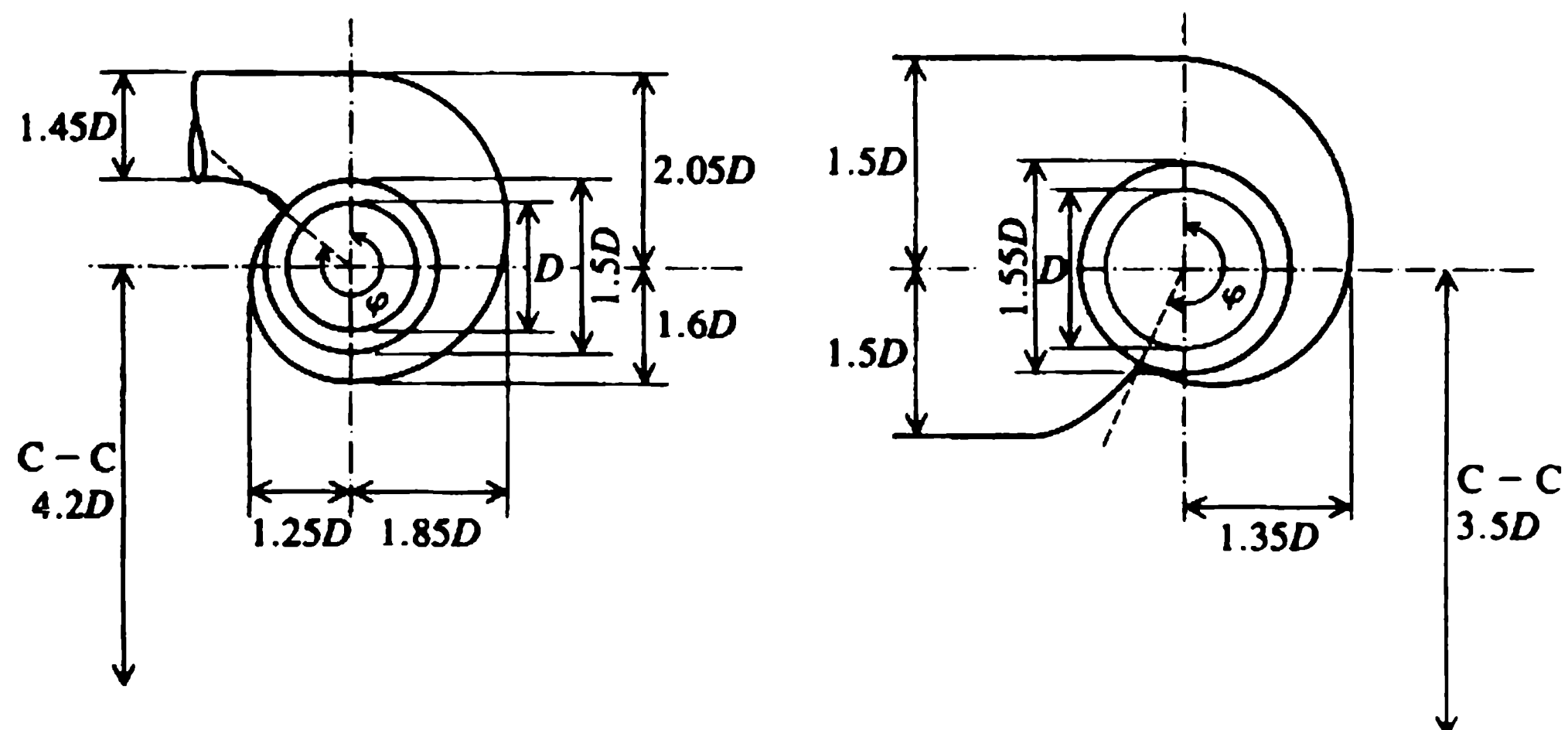
**b. Carcasas en espirales parciales**

En las plantas de saltos bajos, el área de entrada debe ser grande para permitir caudales grandes, lo cual se logra escogiendo ángulos de la nariz menores a  $320^\circ$ . El espaciamiento de las unidades es, por tanto, gobernado por grandes anchos de entrada de las carcasas de caracol en espiral parcial [figura 12.12(b)].

Para plantas de saltos altos, se adopta casi siempre una carcasa caracol de sección transversal circular; las carcasas metálicas son más apropiadas para esta forma. Para plantas de saltos bajos donde las cantidades de agua son grandes puede construirse en concreto *in situ* una sección rectangular con esquinas redondeadas. Las dimensiones aproximadas de un esquema de una turbina Francis con una carcasa en caracol de acero y un esquema de una turbina de propulsión con un caracol en concreto, respectivamente, se muestran en las figuras 12.12(a) y (b). El diseño de la forma de la carcasa en espiral está determinado por los requerimientos del flujo. Las investigaciones iniciales deberán basarse en los siguientes supuestos: (a) una carcasa en

(a) Turbina Francis con un caracol metálico (espiral total  $320^\circ < \varphi < 340^\circ$ )

(b) Turbina de propulsión con un caracol en concreto (espiral parcial,  $\varphi < 320^\circ$ )



**Figura 12.12** Dimensiones recomendadas para carcasas de caracol.

espiral con una altura constante; (b) un flujo distribuido uniformemente hacia la turbina; (c) no hay pérdidas por fricción.

En la figura 12.13(a), el caudal en la sección de la carcasa en espiral definido por un ángulo  $\theta$  está dado por  $q = Q\theta/2\pi$ , donde  $Q$  es el caudal total del rotor.

La velocidad en cualquier punto de la carcasa en espiral puede dividirse en componentes radiales ( $V_r$ ) y tangenciales ( $V_t$ ).

El componente tangencial,  $V_t = K/r$ , donde  $K = 30 \eta g H / N \pi$  (a partir de la ecuación básica de Euler de la potencia absorbida por la máquina) y el caudal a través de una banda  $dq$  está dado por:

$$dq = V_t h_0 dr = K h_0 dr/r.$$

Por consiguiente:

$$q = \int_{r_0}^R K h_0 dr/r = Q\theta/2\pi \quad \text{o} \quad \ln R/r_0 = Q\theta/2\pi K h_0. \quad (12.16)$$

La ecuación (12.16) muestra que para un vórtice de intensidad dada,  $K$ , existe una relación precisa entre  $\theta$  y  $R$ .

El diseño más económico de una subestructura de una planta de generación y la carcasa espiral más angosta se puede obtener seleccionando una sección rectangular y uniendo los álabes guía (anillo de entrada) mediante una transición escalonada (simétrica o asimétrica), como se muestra en la figura 12.13(b).

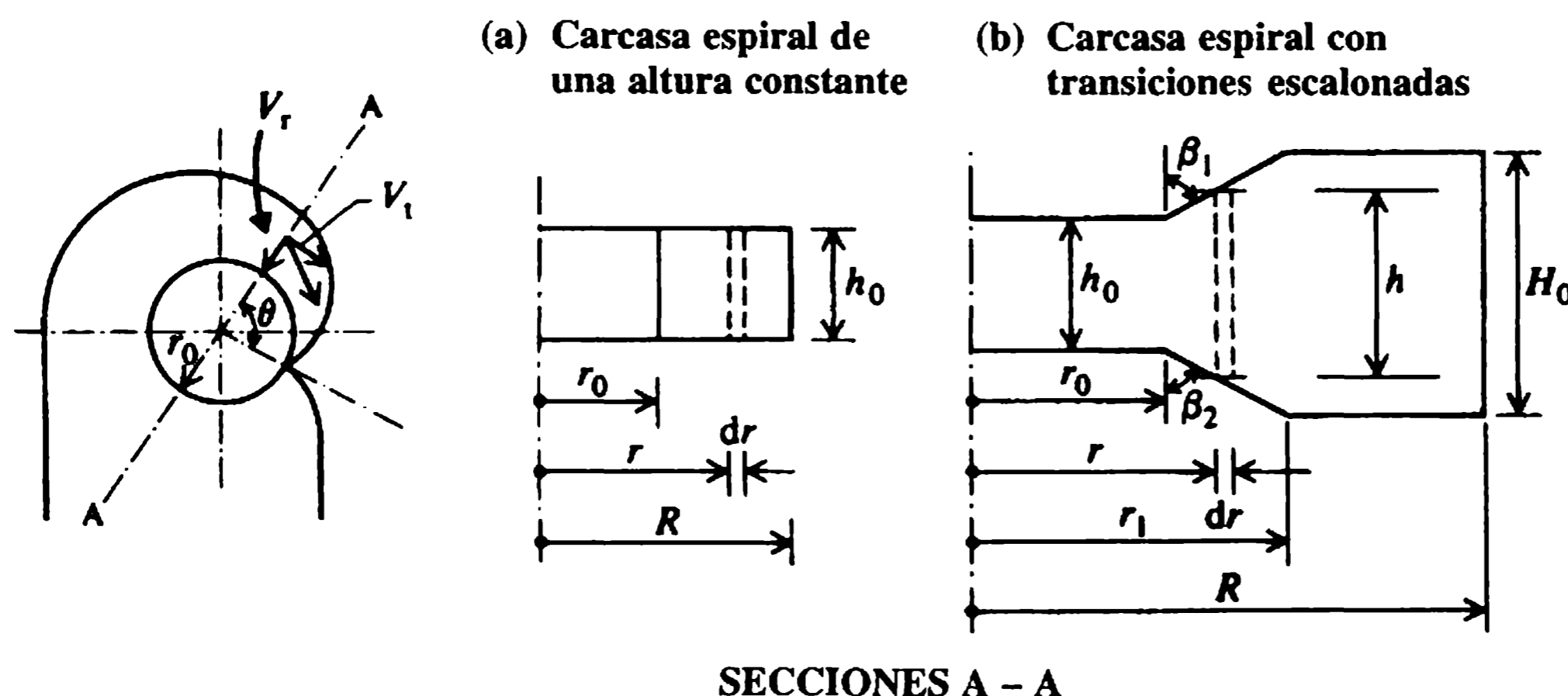
Se puede escribir:

$$h = h_0 + \alpha(r - r_0) \quad (12.17)$$

donde  $\alpha = \cot \beta_1 + \cot \beta_2$ .

La ecuación (12.16) se vuelve:

$$Q\theta/2\pi K = \int_{r_0}^{r_1} h dr/r + \int_{r_1}^R H_0 dr/r \quad (12.18)$$



**Figura 12.13** Sección transversal habitual de una carcasa en espiral.

que, al integrar, después de remplazar  $h$  en la ecuación (12.17) arroja:

$$Q\theta/2\pi K = (h_0 - \alpha r_0) \ln(r_1/r_0) + (H_0 - h_0) + H_0 \ln(R/r_1). \quad (12.19)$$

Si se conoce  $r_1$  a partir de:

$$r_1 = (H_0 - h_0)/\alpha + r_0 \quad (12.20)$$

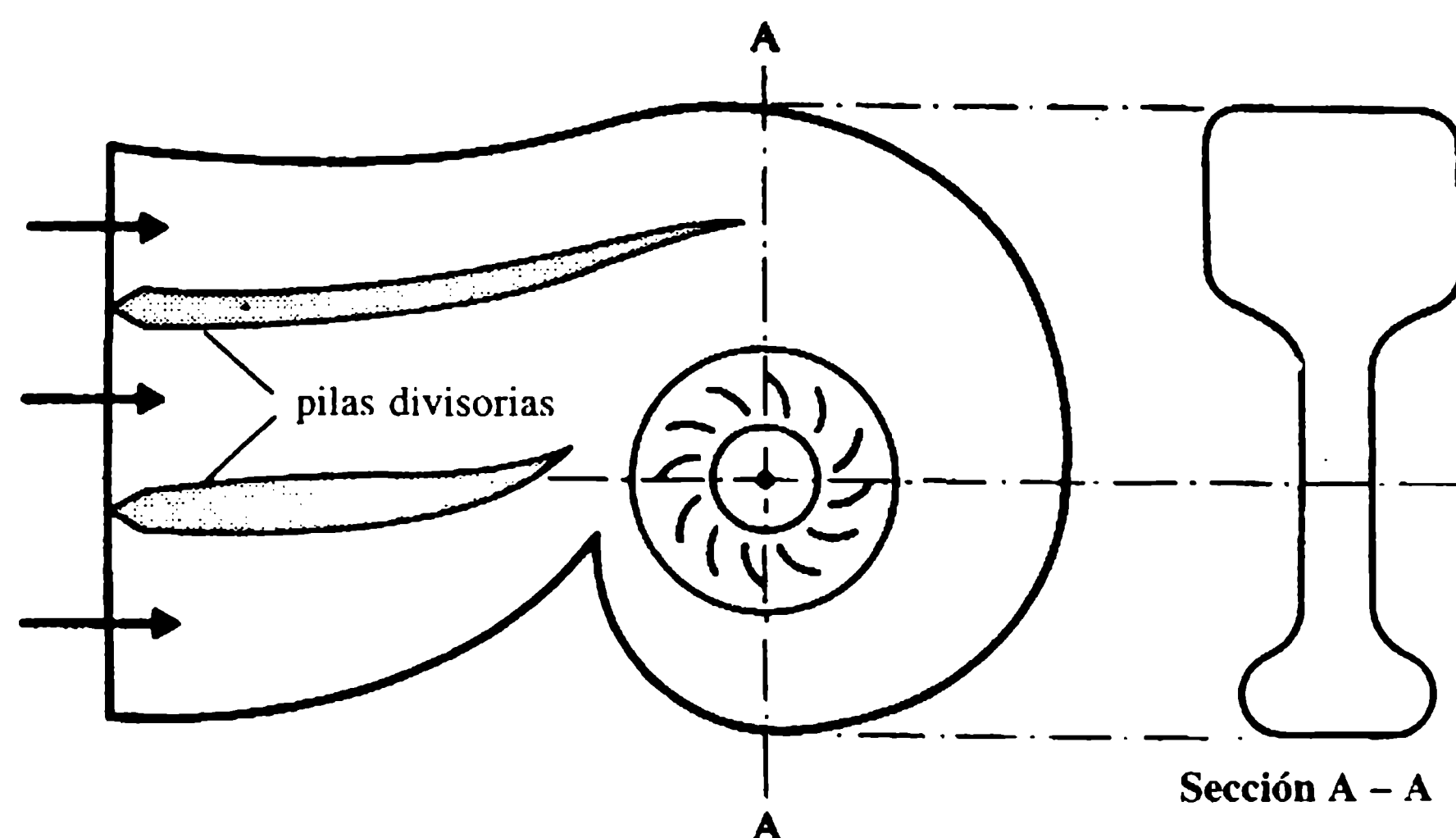
se puede determinar el valor de  $R$  que define la forma de la carcasa. Se puede suponer que la altura  $H_0$  para cualquier ángulo  $\theta$  se incrementa linealmente a partir de  $h_0$  en la nariz hacia la entrada.

La forma de la sección transversal para varios valores de  $\theta$  se determina suponiendo la existencia de una velocidad uniforme en la carcasa espiral total (Mosonyi, 1959) igual a la velocidad de entrada,  $V_0 \approx 0.2(2gH)^{1/2}$ . Entonces, sabiendo que  $q_i = Q\theta_i/2\pi$ , el área de la sección transversal en un ángulo  $\theta_i$  está dada por:

$$A_i = q_i/V_0 = 0.18Q\theta_i/H^{1/2}. \quad (12.21)$$

Esta aproximación produce en secciones transversales más grandes hacia la nariz, lo que es conveniente para minimizar las pérdidas por fricción (ignoradas en la deducción teórica del diseño) que son más pronunciadas en las proximidades de la nariz.

Es conveniente colocar pilas divisorias con formas hidrodinámicas a la entrada de las canaletas de anchos grandes para asegurar una distribución del flujo tan uniforme como sea posible. El diseño final de la carcasa caracol deberá verificarse preferiblemente con pruebas en modelos, en especial en los casos con arreglos no convencionales de unidades de turbinas grandes. Un ejemplo de la forma interior de una carcasa espiral en concreto se muestra en la figura 12.14.



**Figura 12.14** Forma interior de una carcasa en caracol de concreto con pilas divisorias.

## 12.8.12 TUBOS DE ASPIRACIÓN

El tubo de aspiración es un conducto que descarga el agua desde el rotor al canal de fuga y tiene un doble propósito: (a) recuperar, en la medida de lo posible, energía de velocidad del agua que sale del rotor, incrementando así la altura de aspiración dinámica; (b) utilizar la distancia vertical entre la salida de la turbina y el nivel del cauce aguas abajo, denominada altura de aspiración estática (figura 12.15). El tubo de aspiración más común es de tipo codo (figura 12.15), que minimiza la profundidad de la subestructura. Comparada con la de tipo vertical (figura 12.16) también tiene el efecto deseable de orientar el flujo con la dirección del cauce aguas abajo.

El tubo de aspiración de tipo codo se divide en tres partes, todas las tres secciones se expanden gradualmente como difusores:

1. una parte vertical (entrada) con sección transversal circular, que se expande gradualmente;
2. una parte en codo (destinada a minimizar las pérdidas debidas al cambio con la dirección del flujo) en una transición gradual desde la sección circular hasta la sección rectangular;
3. una parte casi horizontal de sección rectangular, que se expande gradualmente para dirigir el flujo hacia el canal de fuga con pérdidas mínimas.

En general, se diseñan tubos de aspiración con capacidad para grandes caudales (unidades que operan con saltos bajos) mediante ensayos en modelos que se investigan simultáneamente con modelos de rotores. Si se considera el esquema dado en la figura 12.16, como ejemplo, la ecuación de energía entre 1 y 3 arroja:

$$Y_s + p_1/\rho g + v_1^2/2g = p_a/\rho g + v_2^2/2g + H_L \quad (12.22)$$

donde  $p_a$  es la presión atmosférica y  $H_L$  son las pérdidas por fricción y por vórtices en el tubo de aspiración.

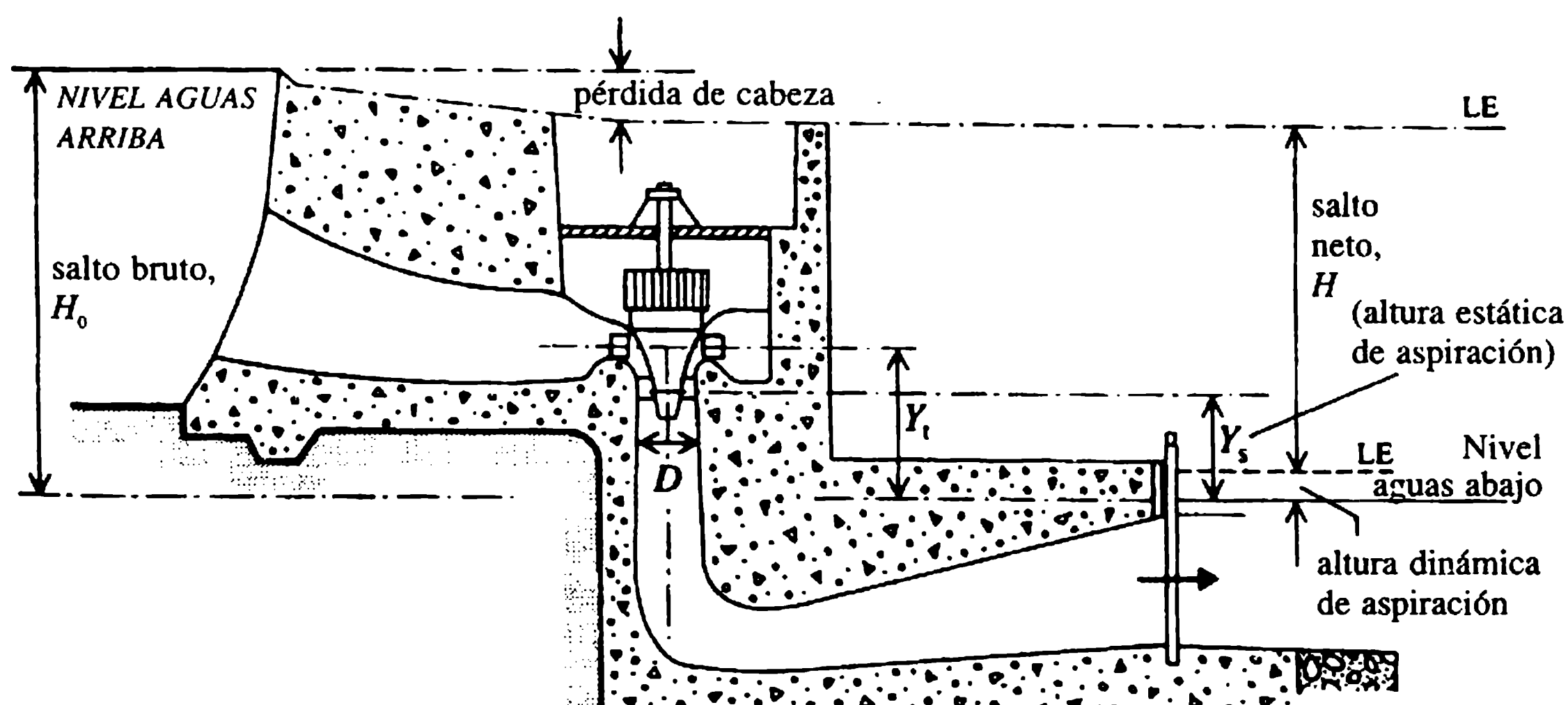
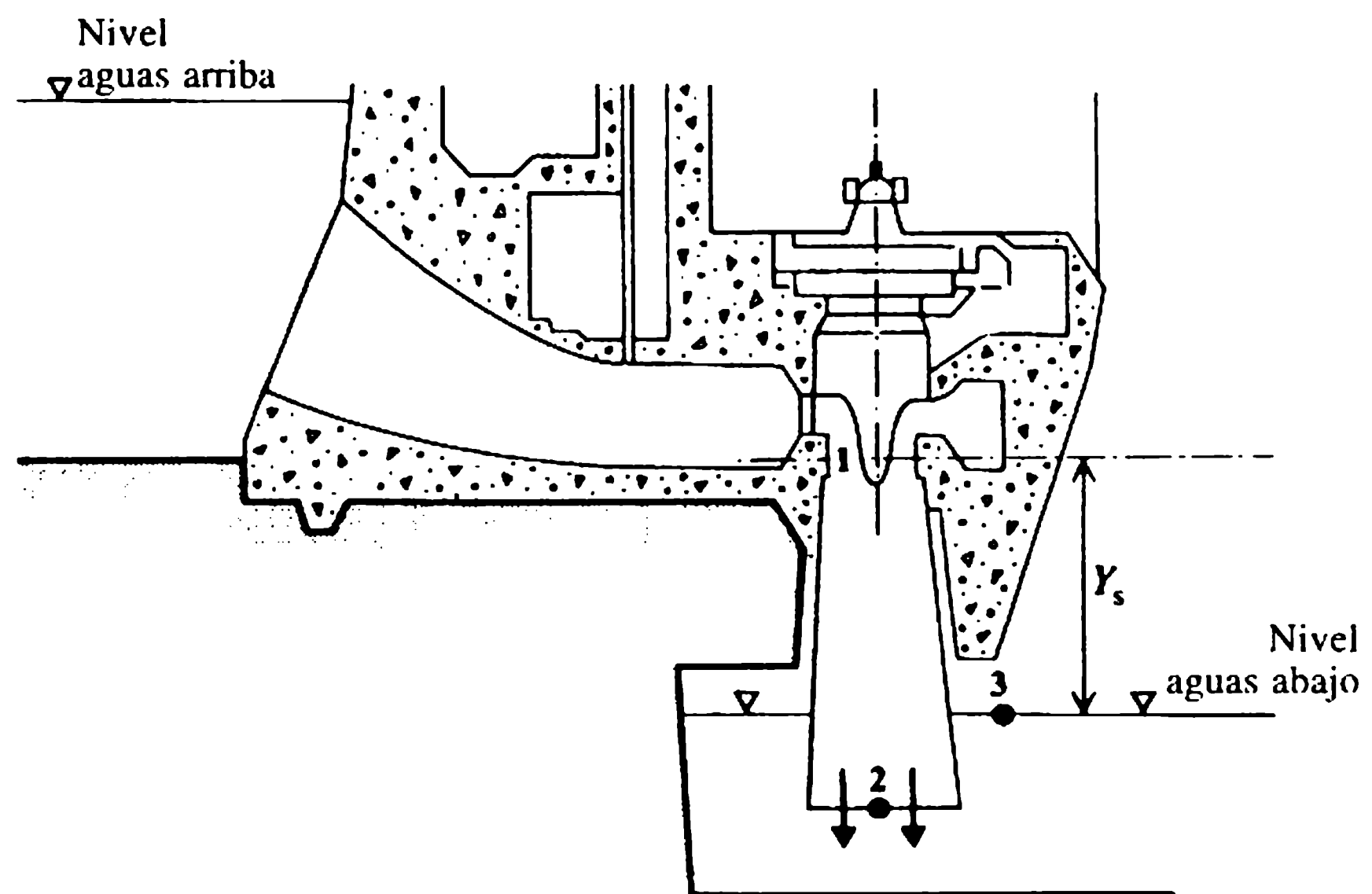


Figura 12.15 Tubo de aspiración de tipo codo.



**Figura 12.16** Tubo de aspiración vertical.

Por tanto, la cabeza de presión en la salida del rotor,  $p_1/\rho g$ , está dada por:

$$p_1/\rho g = p_a/\rho g - Y_s - (v_1^2/2g - v_2^2/2g - H_L). \quad (12.23)$$

Denominando  $v_1^2/2g - v_2^2/2g - H_L = H_d$ , la cabeza recuperada

$$H_d = \eta_d(v_1^2/2g - v_2^2/2g) \quad (12.24)$$

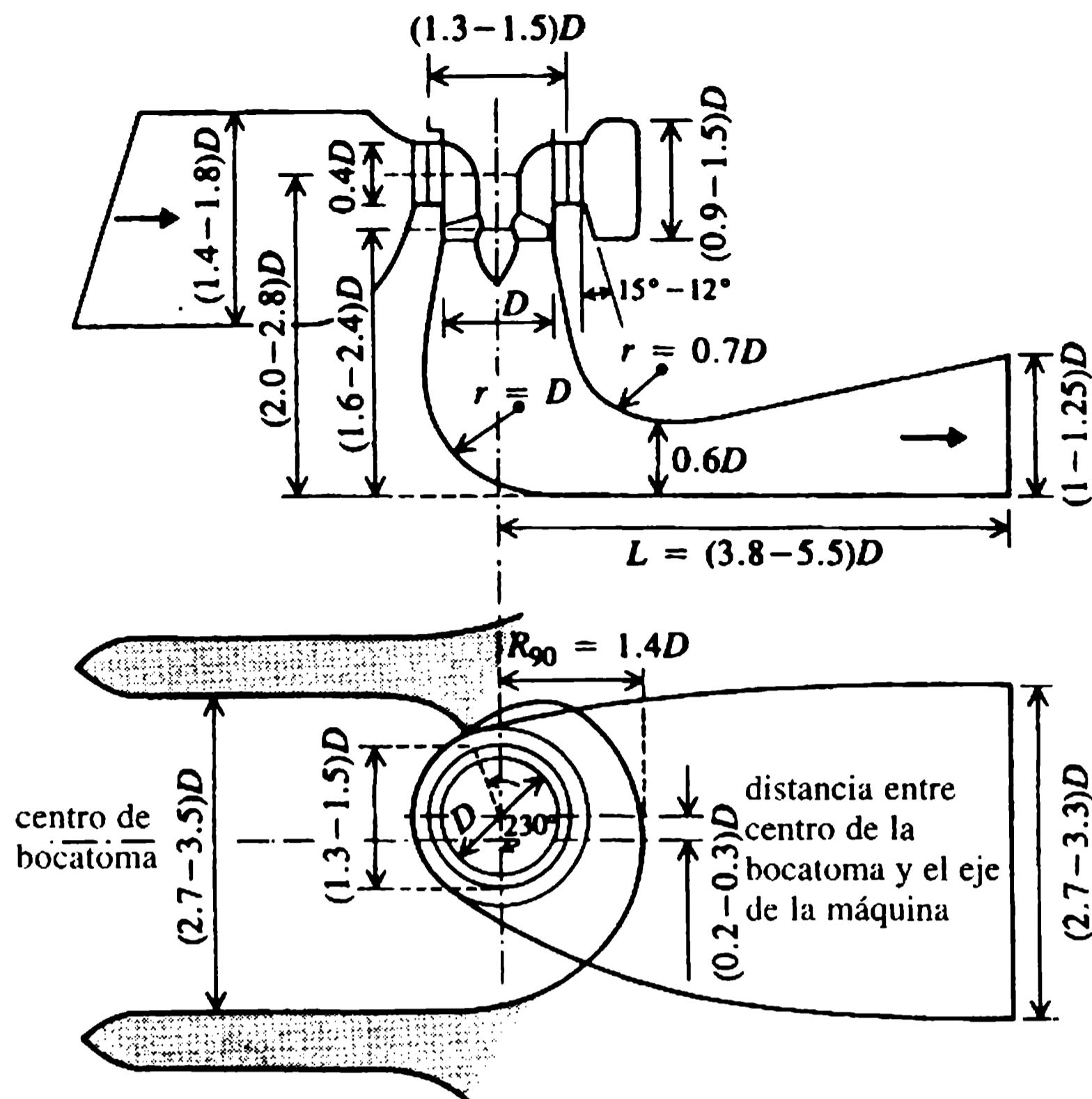
donde  $\eta_d$  es la eficiencia del tubo de aspiración. Mediante un diseño apropiado del tubo de aspiración, la velocidad de salida  $v_2$  puede reducirse a  $1-2 \text{ m s}^{-1}$ , con  $\eta_d$  85% alto.

Para evitar cavitación a la salida del rotor, se debe satisfacer la condición  $p_1/\rho g > p_v/\rho g$ , donde  $p_v$  es la presión de vapor saturada (alrededor de 3.0 m de agua absoluta), con un factor de seguridad suficiente, puesto que el flujo sobre partes del rotor tendrá presiones más bajas.

Las dimensiones sugeridas del tubo de aspiración utilizado para turbinas de velocidades específicas altas se muestran en la figura 12.17 (Mosonyi, 1988).

## 12.9 Otros componentes de plantas hidroeléctricas

Los diversos accesorios utilizados en la construcción y operación de plantas hidroeléctricas son los siguientes: presas (almacenamiento u obras de control de tipo derivación); compuertas; válvulas; bocatomas; conductos de agua (canales abiertos o túneles de carga de presiones bajas); tuberías de presiones altas (tuberías de carga); paso de peces; válvulas de alivio de presión, almenaras; reguladores de turbinas; generadores; superestructura de la central de máquinas; grúas; patio de maniobras para transformadores e interruptores; líneas de transmisión. En esta sección se des-



**Figura 12.17** Dimensiones recomendadas de un tubo de aspiración de tipo codo (Monyi, 1988).

criben con brevedad sólo los accesorios que están directamente relacionados con la ingeniería civil; las presas, obras de control, bocatoma, paso de peces, canales, compuertas y válvulas se han analizado en capítulos anteriores.

### 12.9.1 CANAL DE CARGA

El canal de carga es un conducto para el agua desde la fuente (embalse o río) a la central en forma de un conducto abierto, de un túnel (conducto cerrado de presión baja) o de una tubería de carga (conducto cerrado de presión alta) (figura 12.5). De ordinario, el canal abierto termina en una dársena que es un cuerpo de agua aumentado desde el cual las tuberías de carga conducen el agua hacia las turbinas en la central de máquinas.

La dársena funciona como un pequeño embalse de equilibrio (con dispositivos para rebosamientos) que acomoda las pérdidas repentinas y los incrementos de demanda de carga aguas arriba de la central de máquinas. Puede construirse agrandando el canal justo aguas arriba de la bocatoma de la tubería de carga. Deben incluirse los componentes usuales de una estructura de bocatoma, como rejillas para basuras, compuertas, etc. La colocación de aireadores en la parte posterior de las compuertas hasta las tuberías de carga es esencial para prevenir en las tuberías de carga el desa-



rollo de presiones negativas excesivas como resultado de un drenaje repentino, por ejemplo, cuando las compuertas aguas arriba se cierran y las válvulas de las turbinas se abren.

### 12.9.2 TUBERÍAS DE CARGA

Las tuberías de carga son conductos de gran diámetro, por lo general de acero o concreto, utilizadas para llevar el agua desde una fuente (embalse o cámara de carga) a la central de máquinas. Son tuberías de presiones altas diseñadas para soportar los esfuerzos desarrollados por las presiones estáticas y por el golpe de ariete creado por cambios repentinos en las demandas de potencia (por ejemplo, cerrar y abrir las válvulas de acuerdo con el rechazo y la demanda de potencia). La provisión de tal línea de alta presión no es muy conveniente económicamente si es demasiado larga, en cuyo caso puede dividirse en dos partes, un largo conducto (túnel) de presión baja seguido por una tubería corta de alta presión (tubería de carga) contigua a la unidad de la turbina, separada por una almenara que absorba las elevaciones de presiones debidas al golpe de ariete y las convierta en oscilaciones de masa.

#### a. Criterios de diseño

Los esfuerzos de anillo,  $p_t$ , pueden obtenerse como:

$$p_t = pD/2e \quad (12.25)$$

donde  $D$  es el diámetro interno,  $e$  es el espesor de la pared de la tubería de carga y  $p$  es la presión interna incluyendo todos los efectos del golpe de ariete. La ecuación (12.25) da el espesor de la pared como:

$$e = pD/2p_t\eta_j \quad (12.26)$$

donde  $\eta_j$  es la eficiencia de la unión (0.9-1.0 para uniones soldadas).

Para una tubería de carga seleccionada, el espesor de la pared puede calcularse a partir de la ecuación (12.26) suponiendo un esfuerzo tensor permisible,  $p_t$ , del material (para acero,  $p_t = 150 \text{ N mm}^{-2}$ ). Además, el espesor de la tubería debe ser tal que soporte esfuerzos adicionales debido a la luz libre o voladizo entre el soporte y las juntas de expansión, y los movimientos longitudinales en los soportes debido a cambios de temperatura.

La energía del flujo inevitablemente se reduce a través de la tubería de carga debido a las pérdidas por entrada y por fricción. Aunque estas últimas se pueden minimizar seleccionando con cuidado el diámetro de la tubería y las pérdidas de entrada se pueden minimizar embocinando la entrada, el diámetro económico de la tubería de carga se puede determinar a partir de un estudio comparativo de los costos anuales equivalentes de la tubería instalada y la pérdida de ingreso debido a la pérdida de potencia. Como puede verse en la figura 12.18, si bien las pérdidas de energía disminuyen al incrementar los diámetros, los costos de construcción au-

mentan. El diámetro que minimiza los costos anuales totales se puede determinar sumando los dos costos.

Fahlbusch (1982) reformuló el objetivo del análisis económico en función de la cantidad del capital invertido y el valor capitalizado de la pérdida de energía, y llegó a la conclusión que el diámetro más económico puede calcularse con una precisión de cerca de  $\pm 10\%$  a partir de:

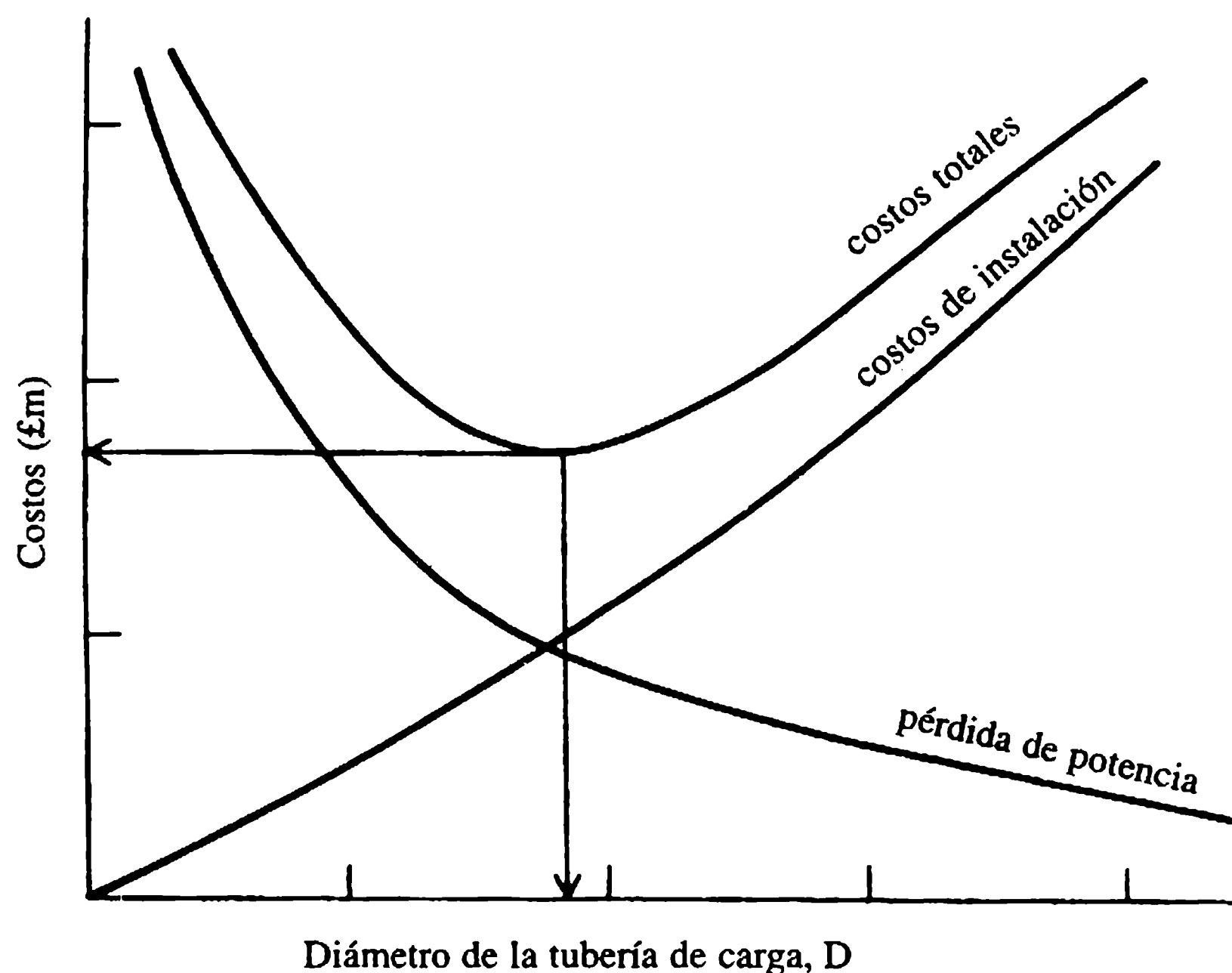
$$D = 0.52H^{-0.17} (P/H)^{0.43} \quad (12.27)$$

donde  $P$  es la capacidad nominal de la planta (kW),  $H$  es el salto nominal (m) y  $D$  es el diámetro (m).

El diseño de los anclajes y anillos de soporte de las tuberías de carga (fuerzas de *momentum* adicionales) tiene que efectuarse con cuidado cuando exista un cambio en el gradiente y la dirección en salidas ramificadas. El tratamiento de este tema está fuera del alcance de este texto. Información adicional puede encontrarse en libros de diseño estructural. Las almenaras se analizarán en la sección 12.10.

### 12.9.3 REGULADORES DE TURBINA

Un regulador es un mecanismo que controla la velocidad de rotación de una unidad turbogeneradora; se debe mantener una velocidad constante para conseguir el suministro a.c. (corriente alterna) con una frecuencia constante. Como la turbina, y por tanto su generador interconectado, tiende a disminuir o aumentar la velocidad cuando la carga varía, el mantenimiento de una velocidad casi constante requiere regular la cantidad de agua que se permite fluir a través de la turbina al cerrar o abrir auto-

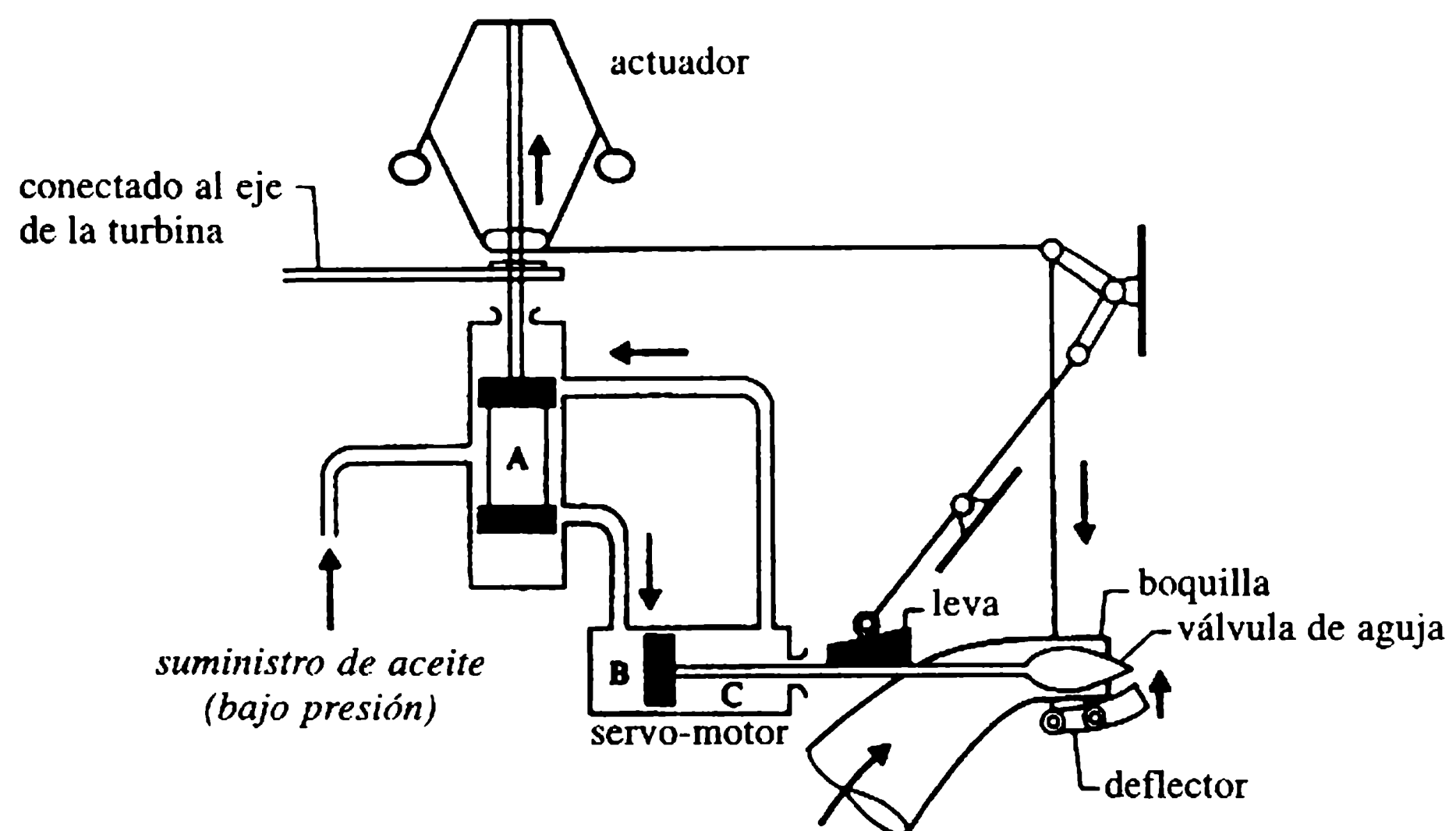


**Figura 12.18** Diámetro económico de una tubería de carga.

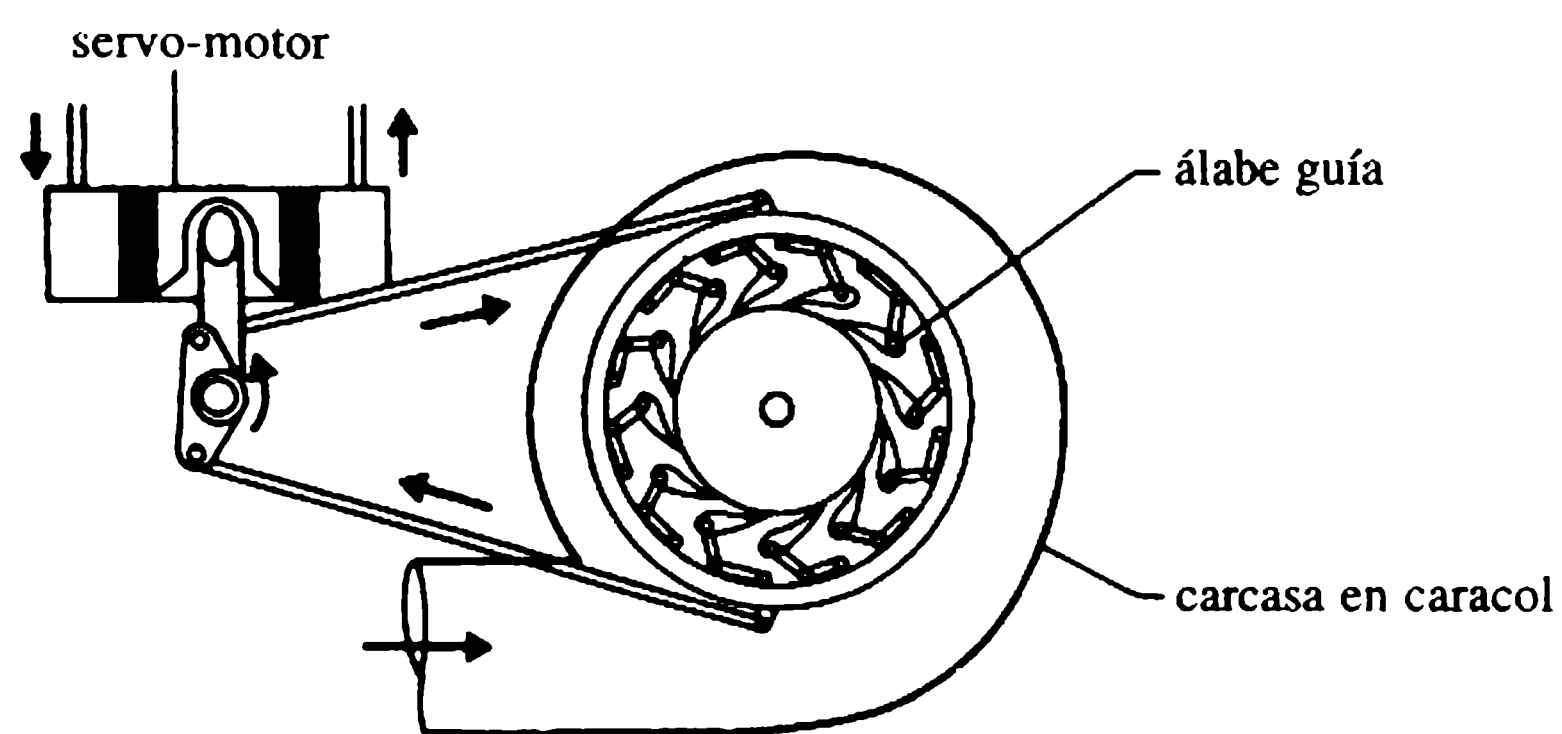
máticamente las compuertas (o inyectores) de las turbinas, mediante la acción de un regulador. Un mecanismo regulador simple para turbinas se muestra en la figura 12.19. Un incremento en la velocidad del rotor eleva el pistón A, permitiendo que el aceite entre a la cámara B, cerrando entonces ligeramente el inyector o las compuertas. La operación se reversa si la velocidad se reduce.

El cierre o la apertura rápida de un inyector o de los álabes guía (compuertas) son indeseables, ya que pueden producirse problemas graves de golpe de ariete en las tuberías de carga. En el caso de una turbina Pelton, se pueden evitar los cambios repentinos si se activa un deflector en frente del chorro, desviando entonces parte del flujo lejos de la turbina. De la misma forma, en el caso de una turbina de tipo reacción, una válvula de alivio puede permitir que parte del caudal fluya directamente al conducto de fuga sin entrar al rotor.

(a) Regulación de una turbina de impulso



(b) Regulación de una turbina de reacción



**Figura 12.19** Reguladores de turbina.

#### 12.9.4 GENERADORES

Un generador es una máquina eléctrica acoplada con el eje de la turbina (ya sea de modo horizontal o vertical). El generador sincrónico de corriente alterna se utiliza bastante en la práctica de producción de potencia hidroeléctrica. Tiene dos elementos, un campo magnético que consiste en un ensamble de electroimanes (polos) que rotan (de ahí el nombre de rotor), dentro de un estator (unidad estacionaria) que es un sistema de conductores (inducidos bobinados). El desplazamiento relativo entre el rotor y el estator induce una fuerza electromotriz alternante. El suministro de corriente alterna en el Reino Unido se produce con una frecuencia estándar de 50 Hz. La turbina se regula para operar con una velocidad constante y el generador se diseña con un número apropiado de polos para producir la frecuencia diseñada a la velocidad seleccionada (ecuación 12.4).

Debido a las limitaciones físicas impuestas por las propiedades mecánicas de los materiales, las velocidades de rotación de las máquinas hidroeléctricas están limitadas, por ejemplo para una producción de 15 MW la velocidad límite es  $1500 \text{ rev min}^{-1}$ , 250 MW de  $600 \text{ rev min}^{-1}$ , para 1000 MW de  $120 \text{ rev min}^{-1}$ , etc. En sitios con mayor potencial de generación, las velocidades de las turbinas por lo general se escogen entre  $100$  y  $375 \text{ rev min}^{-1}$ , lo que reduce el número de unidades para la misma capacidad instalada.

Los tamaños de los generadores varían dependiendo de sus capacidades nominales y de la disposición del eje (ya sea vertical u horizontal). La capacidad nominal de los generadores de corriente alterna se mide en kilovoltios-amperios (kVA). La capacidad (producción) aparente o nominal difiere de la producción real,  $P_a$ , la diferencia  $P_m$  se utiliza para magnetizar el campo del rotor. Entonces, la capacidad kVA nominal está dada por:

$$\text{kVA} = (P_a^2 + P_m^2)^{1/2} \quad (12.28)$$

y el factor de potencia está dado por:

$$PF = \cos \phi = P_a / \text{kVA}. \quad (12.29)$$

Excitatrices (generadores de corriente directa) montados sobre el eje del generador energizan el campo del rotor del generador principal.

El peso de los generadores de corriente alterna con una capacidad nominal de 300 kVA oscila entre 160 kN de peso para una velocidad de operación de  $900 \text{ rev min}^{-1}$  y 500 kN para una velocidad de  $100 \text{ rev min}^{-1}$ . Miden cerca de 3 m de alto y 2.5-5 m de diámetro. En general, las unidades de eje horizontal son apropiadas para plantas de velocidades bajas y son pesadas, grandes y costosas, mientras que las unidades de eje vertical utilizadas con plantas de velocidades altas son bastante pequeñas y menos costosas. Para velocidades superiores a  $1000 \text{ rev min}^{-1}$  se inducen esfuerzos adicionales, lo que exige materiales y diseños especiales. A menudo surgen problemas estructurales especiales para proporcionar el apoyo apropiado a los generadores. Los generadores deben también estar ventilados de manera adecuada para evitar el sobrecalentamiento, lo que se logra mediante refrigeración con aire y/o agua.

Para proyectos de almacenamiento de saltos altos (hasta 300 m), se han desarrollado bombas-turbinas reversibles del tipo Francis (Raabe, 1985) que operan con una eficiencia relativamente alta tanto como bomba o como turbina. La misma unidad eléctrica trabaja como generador o motor invirtiendo los polos. Una planta equipada con instalaciones reversibles puede reducir los costos en una central con almacenamiento por bombeo mediante la eliminación del equipo adicional de bombeo y la casa de bombas. Puede existir un desgaste anormal de todos los componentes de tales unidades debido a su operación frecuente y a los modos de arranque y parada varias veces al día.

Las características hidráulicas de la bomba-turbina, la rotación dual y el método de inicio de las unidades en el modo de bombeo son algunos factores adicionales que afectarán el diseño del generador.

### 12.9.5 TRANSFORMADORES Y LÍNEAS DE TRANSMISIÓN

Los transformadores que conectan la fuente de poder (generadores) y el circuito receptor (líneas de transmisión) elevan el voltaje para transmisión, reduciéndose así la pérdida de potencia y permitiendo el uso de conductores más pequeños (cables) en la línea de transmisión. De ordinario, los transformadores están localizados en un patio de maniobras exterior adyacente a la central de máquinas, como una precaución necesaria para evitar los altos voltajes y otros peligros.

### 12.9.6 CENTRAL DE MÁQUINAS

La estructura de la central de máquinas puede dividirse en dos secciones, una subestructura que soporta el equipo hidráulico y eléctrico y una superestructura que aloja el equipo. En general, la subestructura es un bloque de concreto con todos los conductos de agua necesarios construidos dentro de él. La carcasa en caracol y el tubo de aspiración se funden integralmente (en especial en plantas grandes de saltos bajos) con la subestructura revestida en acero.

La superestructura aloja las unidades generadoras y excitatrices, el tablero interruptor y el cuarto de operaciones. Las unidades de eje vertical (cuyas turbinas se colocan justo por debajo del nivel del piso) requieren menos espacio de piso que las montadas sobre ejes horizontales. El costo de la superestructura puede reducirse bastante si se alojan sólo los generadores individuales (la central de máquinas al aire libre), aunque tiene la desventaja de que las obras de mantenimiento tienen que limitarse sólo a unas buenas condiciones climáticas. En ciertas condiciones topográficas, en particular cuando la hidroeléctrica está situada en cañones angostos sin un sitio conveniente para una central de máquinas de tipo convencional, puede localizarse en forma subterránea. Existen muchos ejemplos en Europa y en otras partes (las plantas de Cruachan y Dinorwic en el Reino Unido).

Es esencial equipar la central de máquinas con una grúa que levante y mueva los equipos para propósitos de instalación y mantenimiento. Se utilizan normalmente



puentes-grúa que cubren el ancho de la edificación y son capaces de atravesarlo en toda su longitud. La elevación del riel de la grúa depende del espacio máximo requerido cuando la grúa está en operación lo que, a su vez, determina la altura total de la superestructura (figura 12.26).

### 12.9.7 CANAL DE FUGA

El canal de fuga es la vía por la que se descarga el agua de las unidades de turbina (a través de los tubos de aspiración si se utilizan unidades de tipo reacción). Pueden ser muy cortos y, si la central de máquinas está próxima a la corriente, el flujo de salida puede descargarse directamente en ella. Por el contrario, si la central de máquinas está situada lejos de la corriente, el canal de fuga puede tener una longitud considerable. El diseño apropiado de dicho canal asegura, en especial, en plantas de saltos pequeños, que una mayor parte del salto bruto de la planta esté disponible para el desarrollo de potencia.

El canal de fuga en inmediaciones de la salida del tubo de aspiración (el salto del canal de fuga) debe revestirse apropiadamente, ya que, de otra manera, podría degradarse e inducir una disminución en la elevación del cauce aguas abajo debido a la socavación del lecho del canal. De progresar tal situación, el nivel del montaje del diseño de la turbina se alteraría, causando así reducción en la eficiencia de la turbina (cavitación en su rotor) y tendrían que tomarse medidas remediales (una elevación artificial del nivel del agua). El canal de fuga puede algunas veces rellenarse con material depositado, en cuyo caso el salto bruto de la planta disminuye, lo que ocasiona la reducción de la potencia de salida. Esta situación puede surgir si el vertedero principal de descarga está próximo al conducto de fuga sin un muro separador adecuado.

Se deben suministrar compuertas, con mecanismos de izaje apropiados, en la salida del tubo de aspiración (entre las pilas y el canal de fuga) para aislarlo en obras de mantenimiento.

El canal de fuga de una central de máquinas subterránea invariablemente es un túnel horizontal en el que las unidades de la turbina descargan el agua. El flujo en tal túnel puede algunas veces ser a presión, haciendo necesaria una almenara próxima a las unidades de la turbina (es decir, en el inicio del túnel de fuga).

### 12.10.1 GENERALIDADES

Las almenaras pueden constar en esencial de una antecámara cercana a la máquina. Su propósito principal es la protección del largo túnel de las presiones del golpe de ariete causado por el rechazo o aceptación de una carga repentina en plantas de saltos medios y altos. La almenara convierte estas oscilaciones de presiones rápidas (golpe de ariete) en unas fluctuaciones de presiones más lentas y más bajas debido a una

## 12.10 Almenaras (chimeneas de equilibrio)



oscilación de masa en la cámara de la almenara; para abordar con mayor profundidad el análisis del golpe de ariete el lector debe consultar a Jaeger (1957) y Novak (1983).

La cámara de la almenara (figura 12.4), que divide el túnel de presión en corto tubo de carga de alta presión aguas abajo y un túnel largo de baja presión aguas arriba, entonces funciona como un embalse para la absorción o el envío de agua para cumplir los requerimientos de cambios de carga. Rápidamente se establece el equilibrio de las condiciones de flujo que favorecen en gran medida la regulación de la velocidad de la turbina.

### 12.10.2 OSCILACIONES EN ALMENARAS

Los cambios repentinos en las condiciones de carga de la turbina producen oscilaciones de masa en las almenaras que de manera eventual serán amortiguadas por las pérdidas de fricción hidráulica en el conducto. La amplitud de estas oscilaciones es inversamente proporcional al área de la almenara, y si el área instalada fuera muy grande las pulsaciones se eliminarían. Aunque esas condiciones serían favorables para alcanzar un nuevo estado de equilibrio muy rápido, el diseño no sería muy económico. Por otra parte, si se instala un área demasiado pequeña las oscilaciones se toman inestables, lo que es inaceptable. Es por tanto esencial seleccionar una sección en la que las oscilaciones se estabilicen en un periodo corto de tiempo.

La sección crítica para la estabilidad está dada por la ecuación:

$$A_{sc} = V_0^2 A_t L_t / 2g P_0 H_0 \quad (\text{criterio de Thoma}) \quad (12.30)$$

donde  $A_t$  y  $L_t$  son el área de la sección transversal y la longitud del túnel respectivamente, y el subíndice '0' define las condiciones de estado permanente previas a la variación en la carga (figura 12.20). Por lo general, se selecciona una área de tanque estable utilizando un factor de seguridad próximo a 1.5.

La utilización de la ecuación de Manning con  $1/n = 85$  (con concreto de acabado liso) arroja, a partir de la ecuación (12.30),

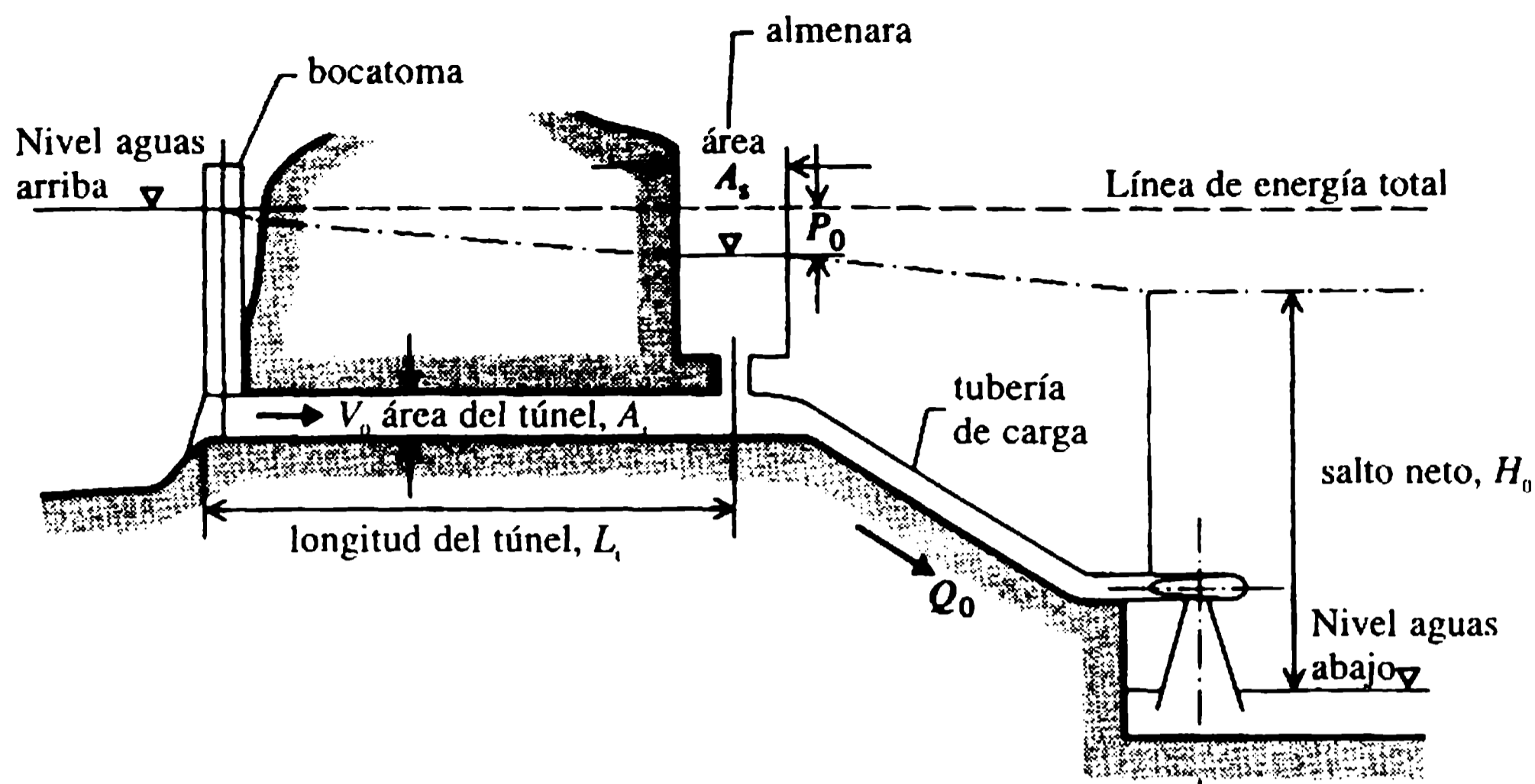
$$A_{sc} = 45D^{10/3}/H_0 \quad (12.31)$$

donde  $D$  es el diámetro del túnel (en m).

Las máximas oleadas en ascenso y descenso deberán estar confinadas dentro de la cámara. Para almenaras simples se pueden utilizar las siguientes ecuaciones a fin de calcular estas oleadas máximas. Para un rechazo repentino de la carga de 100%, la máxima oleada en ascenso será:

$$Z_{*m\acute{a}x} = 1 - 2K_{*0}/3 + K_{*0}^2/9 \quad (\text{para } K_{*0} < 0.7), \quad (12.32)$$

donde  $Z_* = Z/Z_{m\acute{a}x}$ ,  $K_{*0} = P_0/Z_{m\acute{a}x}$ ,  $Z_{m\acute{a}x} = Q_0/A_s r$  y  $r = (gA_t/L_t A_s)^{1/2}$ , y la máxima oleada en descenso.



**Figura 12.20** Esquema de una planta hidroeléctrica usual: condiciones de estado permanente.

$$Z_{*min} = -1/(1+7K_{*0}/3). \quad (12.33)$$

Para un incremento de demanda de carga repentino de 100%, la oleada en descenso:

$$Z_{*max} = -1 - 0.125K_{*0} \quad (\text{para } K_{*0} < 0.8) \quad (12.34)$$

donde  $Z$  es la amplitud de la oleada con respecto al nivel del embalse,  $A_s$  es el área de la sección transversal de la almenara y  $P_0$  es la pérdida de salto en el túnel. El intervalo de niveles de oleada (amplitudes) no debe ser demasiado grande para minimizar las dificultades en la regulación. Las máximas oleadas en ascenso y descenso se computan para las condiciones extremas, es decir, el nivel superior de la almenara se rige por el máximo nivel de la oleada en ascenso cuando el nivel del embalse está en su máximo y el nivel inferior de la cámara es controlado por el máximo nivel de la oleada en descenso cuando el embalse está casi a su nivel de descenso más bajo.

Condiciones de incremento de demanda instantánea de 100% generan una máxima oleada en descenso demasiado grande, puesto que la práctica normal es dejar una tolerancia para el incremento rápido de la demanda entre 0 y 10% de la demanda de carga total, pero pronto, de ahí en adelante, la unidad se lleva a carga total sólo de manera gradual. Por lo normal, las máximas oleadas en descenso se calculan contra valores entre 75 y 100% de la carga total y, de nuevo, el nivel inferior de la cámara es controlado por el nivel del embalse en su condición de nivel de descenso más bajo. Esta condición inevitablemente es más crítica que la regida por la máxima oleada en descenso después de un rechazo de carga.

Oleadas excesivas pueden ocurrir si se imponen varios cambios rápidos de carga sobre la unidad (traslapando ondas). Éstas pueden crear dificultades adicionales de regulación y puede que los niveles superior e inferior de la almenara tengan que ser modificados para acomodar estas oleadas excesivas.

Para hacer diseños conservadores de la almenara es usual suponer un factor de fricción del conducto inferior al promedio para calcular la máxima oleada en ascenso y un factor de fricción más alto para la máxima oleada en descenso. En todos los casos debe tenerse muy en cuenta el efecto de envejecimiento del túnel. Todos los tipos de pérdidas de cabeza se suponen proporcionales a  $V^2$ . La eficiencia de la turbina se supone que es constante para todo su intervalo operacional; puede recordarse que la turbina de tipo Kaplan satisface este supuesto para un amplio intervalo de condiciones de carga.

### 12.10.3 TIPOS DE ALMENARAS

1. *Almenaras simples.* La almenara simple [figura 12.21(a)] tiene la sección transversal uniforme, está abierta a la atmósfera y actúa como un embalse. Está conectada directamente a la tubería de carga de manera que el agua fluye hacia adentro y hacia fuera con pequeñas pérdidas de cabeza cuando ocurren variaciones de carga. De ordinario, tienen un tamaño grande, con proporciones excesivas y son lentas en responder para amortiguar las oleadas. Se utilizan muy rara vez en la práctica moderna excepto en instalaciones donde los cambios de carga son, o muy pequeños o muy graduales.
2. *Tanque estrangulado.* En el tanque estrangulado (tanque de tipo orificio restringido), la entrada restringida [figura 12.21(b)] a la almenara crea unas condiciones de retardo y aceleración del flujo en el túnel aguas arriba de éste, reduciendo entonces los requerimientos de almacenamiento y minimizando las máximas oleadas en ascenso y descenso. Aunque este tipo de almenara es económico (debido a su tamaño más pequeño) comparado con el tanque de sección simple, la creación rápida de cabezas retardantes y acelerantes complican el mecanismo de regulación, requiriendo una inercia adicional en las unidades turbogeneradoras.
3. *Almenaras con cámaras de expansión.* Este tipo de almenara [figura 12.21(c)] consta de un tubo ascendente angosto (eje de oleada principal); con cámaras de expansión grandes adyacentes en cualquiera de los extremos. El conducto ascendente angosto reacciona con rapidez, creando cabezas acelerantes o desacelerantes, y, al mismo tiempo, las cámaras de expansión minimizan los niveles máximos de las oleadas en ascenso y descenso, limitando entonces la variación de los niveles de la oleada (es decir, más fáciles de regular). Para reducir costos de la estructura algunas veces se pueden colocar dispositivos de rebosamiento, ya sea para desperdiciar agua (si no es escasa) o devolverla a la tubería de carga.
4. *Almenara diferencial.* Este tipo [también conocido como tanque diferencial de Johnson—figura 12.21(d)] consta de un conducto interno ascendente y angosto con un orificio de entrada a un conducto exterior más grande en el fondo. Como el tubo ascendente central es angosto responde de forma instantánea durante la fase ascendente; al mismo tiempo la amplitud máxima está limitada a su nivel superior, y cualquier exceso de derramamiento de agua se revierte a la cámara

exterior. Similarmente, durante la fase de vaciado descendente el agua se vierte hacia el conducto ascendente angosto mientras que el conducto ascendente mismo responde rápido para mantener el nivel deseado. El tanque diferencial con una tubería de carga extendida que actúa como un conducto ascendente central se muestra en la figura 12.21(e).

5. *Almenaras con montaje venturi.* Considerando la energía de velocidad bajo la almenara ( $V^2/2g = E_0$ ) la sección crítica de Thoma puede escribirse como:

$$A_{sc} = V_0^2 A_t L_t / 2g (P_0 + E_0) H_0. \quad (12.35)$$

Secciones más económicas pueden resultar al colocar una contracción venturi [figura 12.21(f)] bajo la almenara [incrementando así la cabeza de velocidad,  $E_0$ ]

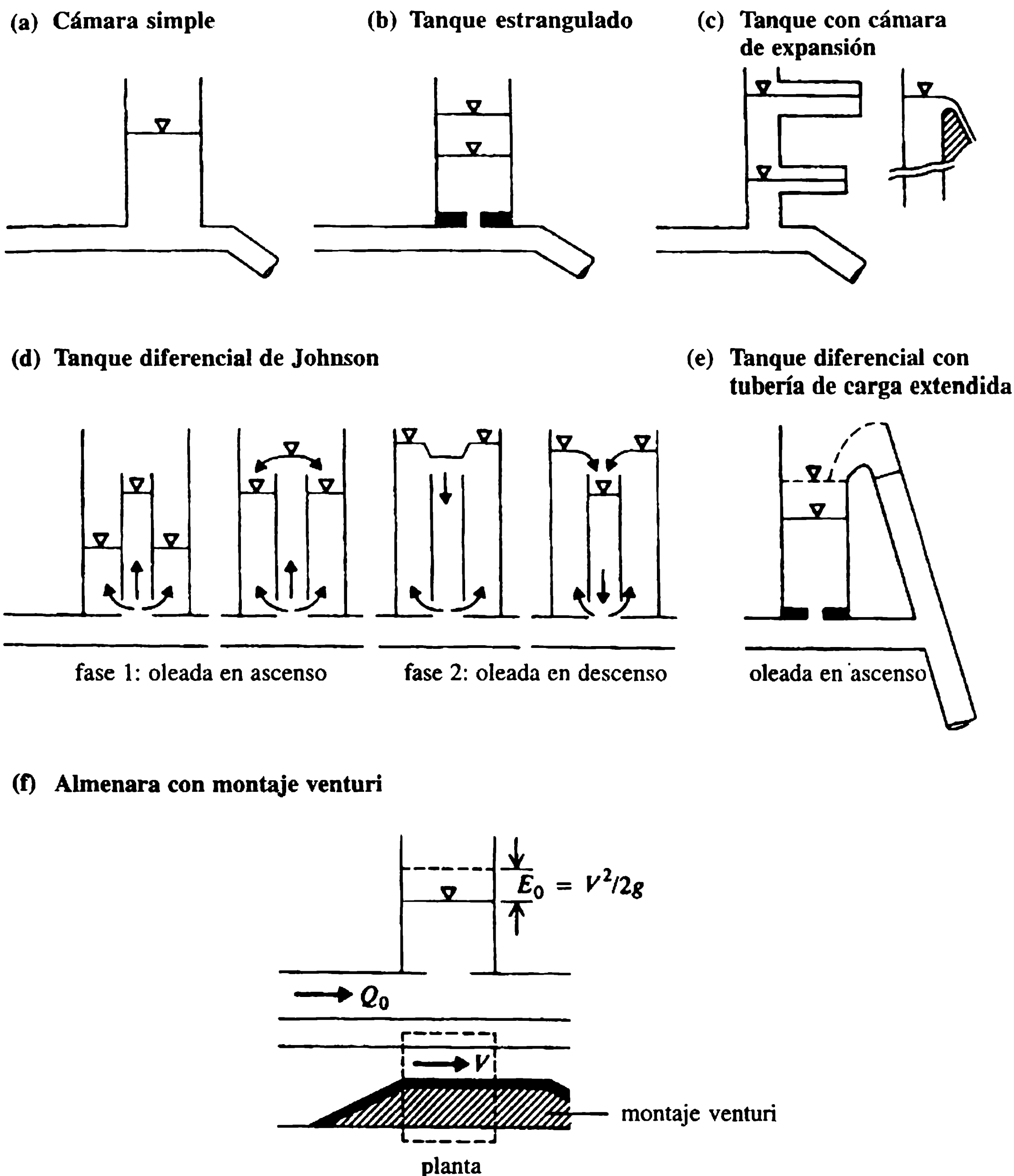


Figura 12.21 Tipos de almenaras.

(Escande, Dat y Nalluri, 1962)]. Para la teoría detallada y diseño de almenaras, se debe consultar Jaeger (1957) y Novak (1983).

### 2.11 Desarrollo de plantas minihidroeléctricas

El panel de generación hidroeléctrica de la conferencia de energía de las Naciones Unidas (NU, 1981) discutió el estado del arte, particularmente en las áreas de desarrollo de minicentrales hidroeléctricas, y enfatizó en la importancia de tales proyectos, en especial en los países en vías de desarrollo.

La electrificación rural es uno de los principales atractivos de las minicentrales hidroeléctricas. Tal sistema es más independiente y seguro, conserva el petróleo para otros propósitos e inyecta tecnología a las áreas rurales. China ha desarrollado un gran número de minicentrales hidroeléctricas durante las dos décadas pasadas, con una capacidad instalada promedio de cerca de 300 kW por unidad.

De acuerdo con la División de Energía del Banco de Desarrollo Asiático (ADB, en inglés), el potencial hidroeléctrico total identificado en la región del ADB (excluyendo India) es cerca de 165 000 MW y sólo cerca de 4% se ha desarrollado hasta ahora (información de 1980). Aunque el potencial disponible de unidades de minicentrales hidroeléctricas es pequeño comparado con el potencial total, los proyectistas deben ser concientes de las posibilidades de desarrollo de las minicentrales de generación. Algunos de los países asiáticos ya han ganado considerable experiencia en este sentido; India tiene cerca de 80 estaciones de minicentrales hidroeléctricas, con unas 200 unidades generadoras. Puede ser ventajoso incorporar las minicentrales en las caídas de los canales al planear canales de irrigación; por ejemplo en el canal de Ganga (India) están en operación 26 unidades desde 200 kW a 6.8 MW en ocho estaciones. Desarrollos de minicentrales de generación han empezado recientemente en Nepal, Afganistán, Pakistán, Papua Nueva Guinea, Malasia, Filipinas, Samoa Occidental y Burma.

En el Reino Unido ha habido tendencias recientes de utilizar las obras de ingeniería existentes de mediados del siglo XIX construidas para impulsar ruedas de agua. Uno de estos ejemplos (Fullalove, 1984) está en las cavernas de Wookey Hole en Somerset, donde se ha instalado, en un antiguo molino de papel, una turbina miniatura de flujo transversal a filo de agua, capaz de una producción entre 15 y 70 kW.

Las unidades de pequeña escala con una fuente de potencia variable (debido al flujo variable) requieren un sistema de control bastante elaborado y costoso para hacer una interfaz con los conductos principales del suministro eléctrico. Sin embargo, los últimos avances en electrónica de estado sólido hacen que el sistema sea viable. La salida eléctrica de una fuente de potencia continua (flujo continuo en el río) es, por otra parte, incompatible con la demanda y en tales casos la potencia adicional se pasa a una malla de resistencia por el dispositivo de control.

Para saltos menores de 5 m, las turbinas de tipo propulsor de hélices fijas son más apropiadas. Es conveniente un mayor número de unidades pequeñas ya que minimizan los costos de distribución. Las ruedas Pelton que desarrollan 10 kW han sido instaladas por un valor aproximado de 1000 libras esterlinas el kW de capacidad instalada (a precios de 1979). Para información más detallada sobre la teoría y el



diseño de estaciones de potencia hidroeléctrica de pequeña escala, se puede consultar Monition, Le Nir y Roux (1984).

## 12.12 Fuentes de energía renovable

### 12.12.1 POTENCIA DE MAREAS

El uso de la energía de las mareas se remonta al siglo XII, cuando los molinos de mareas trabajaban a lo largo de la costa de Bretaña, Francia. El principio básico de su operación era formar una dársena de almacenamiento construyendo un dique que cerrara una ensenada; la dársena se llenaba mediante compuertas durante la marea creciente y durante la bajada de la marea se vaciaba mediante una rueda hidráulica impulsada por debajo, produciendo entonces la fuerza motriz. El principio operacional de una planta de generación mareomotriz sigue siendo el mismo que el de los molinos de mareas, pero las unidades de turbinas pueden generar potencia tanto durante el llenado como en el vaciado de la dársena [figura 12.22(a)].

Las amplitudes de las mareas alcanzan magnitudes considerables a lo largo de ciertos tramos costeros (la costa del Atlántico canadiense 13.5 m; el canal de Bristol, Reino Unido, 10 m; la costa del Atlántico francés 8 m; los datos corresponden a valores anuales medios). En la región del Pacífico, por ejemplo en las costas de China y la antigua Unión Soviética, también se han registrado amplitudes medias entre 6 y 9 m. Wilson y Balls (1987) presentaron un análisis profundo del estado del arte actual en la generación de energía mediante mareas.

A pesar de que los costos de producción de la energía de mareas son un poco mayores (cerca de  $3p^*$  por kW h comparado con 2-2.5p para energía nuclear, en precios de 1980) y que fluctúan tanto diaria como estacionalmente, se podrían desplazar las plantas que trabajan con carbón o petróleo para la generación pico y también suministrar la energía en proyectos de almacenamiento por bombeo.

La primera estación de energía de mareas en La Rance en la costa occidental de Francia tiene una capacidad instalada de 240 MW (24 unidades tipo bulbo de 10 MW cada una) con un factor de carga de 25%, los picos en la generación de energía se orientan a desplazar la generación pico de plantas que trabajan con petróleo y el abastecimiento en los proyectos de almacenamiento por bombeo en los Pirineos. Las turbinas bulbo también permiten el bombeo, elevando así el nivel de la dársena [figura 12.22 (b)] con respecto al nivel del mar al final del llenado. El éxito de esta instalación ha sido reconocido ahora puesto que los costos de producción de energía son competitivos con los de otras fuentes del sistema de energía francés. Además, los desarrollos tecnológicos después de la finalización del proyecto de generación de La Rance han estimulado la construcción y proyección de plantas de mareas en Canadá, antigua Unión Soviética, China, India, Australia, Corea y el Reino Unido (Departamento de Energía 1977a, b).

\* *N. de R.T.:*  $p$  = perces, corresponde a un centésimo de libra esterlina.



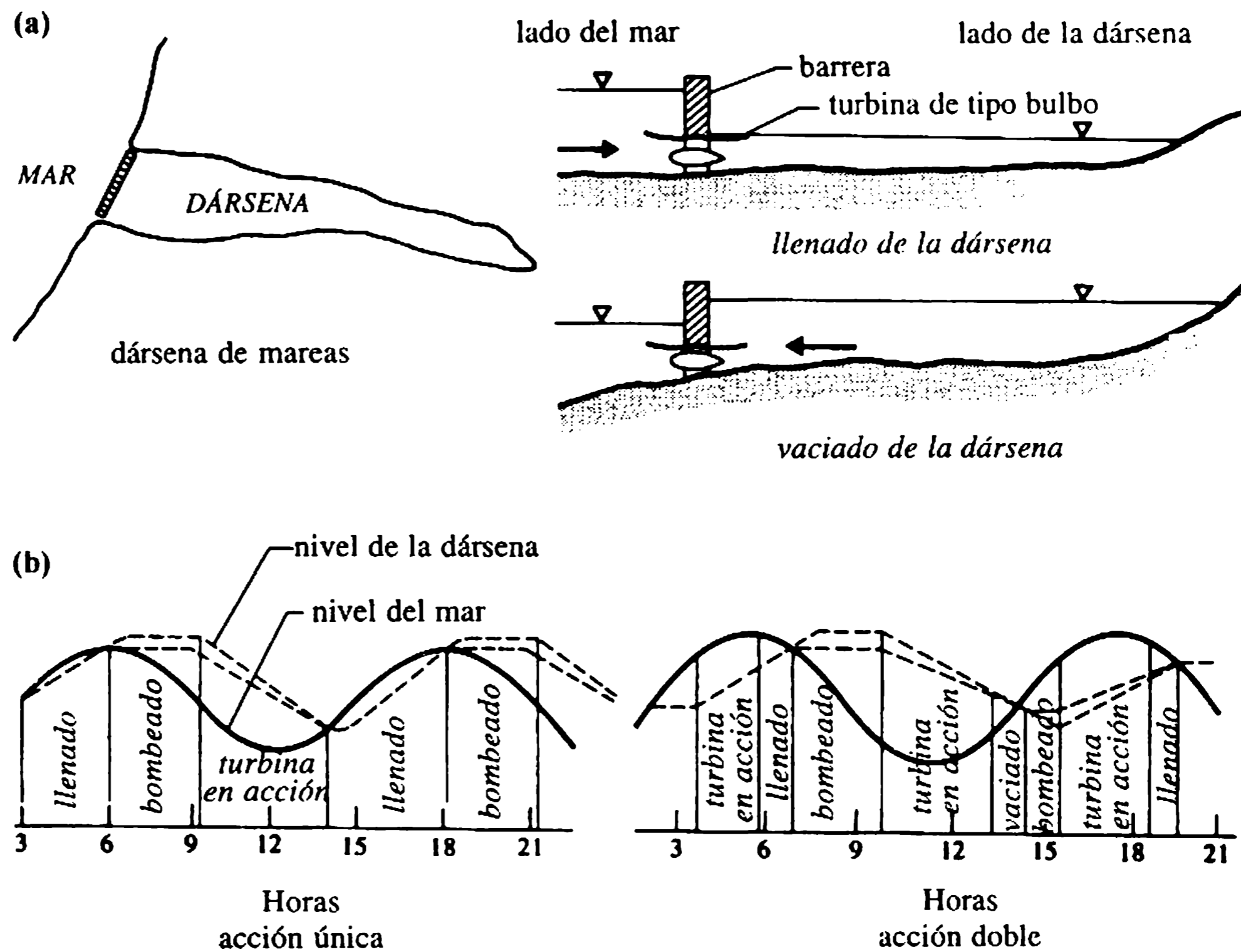


Figura 12.22 Desarrollo de potencia de mareas.

### 12.12.2 POTENCIA DE OLAS

La siguiente fuente de energía renovable estudiada de manera más extensiva es la energía de olas. La potencia potencial de una ola puede aproximarse como (Mosonyi, 1988),

$$P = H^2 T \quad (\text{kW por metro de largo}) \quad (12.36)$$

donde  $H$  y  $T$  son la altura de la ola y su periodo, los cuales pueden utilizarse con una eficiencia de alrededor de 25% (generación y transmisión). Los aparatos más notables en los que se concentra la investigación actual (las primeras unidades superficiales como la balsa flotante de Cockerell y el pato de Salter se han discontinuado) son del tipo de aguas profundas, fijos en el lecho del mar. Investigaciones llevadas a cabo recientemente en el Reino Unido no indican, sin embargo, resultados económicos promisorios. Para mayores detalles de los conceptos básicos de los proyectos de monitoreo de energía de olas, se puede consultar Departamento de Energía (1979), Taylor (1983) y Mosonyi (1988).

### 12.12.3 POTENCIA DEL VIENTO

En teoría, la energía eólica puede suplir la mayor parte de las necesidades de energía del Reino Unido (Allen y Bird, 1977). La producción de un aerogenerador se incre-

menta con el cubo de la velocidad del viento, pero es un suministro de energía que fluctúa constantemente. La economía de la energía eólica mejora al incrementar el tamaño del aerogenerador; una unidad con un diámetro de 100 m podría reducir los costos de producción a 3p por kW h mientras que una unidad de 60 m produce electricidad entre 6 y 7p por kW h. Con los costos de los combustibles a 2.5p por kW h para plantas carboeléctricas y 3.5p por kW h para plantas de petróleo [precios de 1980 (Charnock, 1980)], la energía eólica podría ofrecer una alternativa atractiva. Suecia tiene dos unidades de 80 m y Estados Unidos tres unidades de 91 m de diámetro, las que están en la actualidad en operación. En Estados Unidos el gobierno se embarcó en la década de los setenta en un ambicioso programa, el cual, complementado con los programas corrientes, debería producir una capacidad construida de 800 MW de energía eólica para la década de los noventa. La principal línea de investigación sobre aerogeneradores en el Reino Unido es la de molinos de viento con eje horizontal –y vertical–; la Empresa Hidroeléctrica de Escocia tiene una unidad de 250 kW en operación.

Sin embargo, como lo señalaba el antiguo Consejo Central de Generación de Electricidad (Reino Unido) (Charnock, 1980), se necesitarían entre 1000 y 2000 aerogeneradores para igualar la producción anual de una sola estación termoeléctrica, y el impacto ambiental de tal esquema es considerable.

#### 12.12.4 POTENCIA SOLAR

En Occidente, la energía solar se ha utilizado principalmente en la calefacción de casas individuales y en la industria del alumbrado. Sin embargo, se han probado proyectos de energía solar a escala mucho mayor que podrían alimentar las redes nacionales. En Nuevo Méjico y Arizona, España, Méjico y Australia operan plantas piloto. Los colectores móviles de una planta solar capturan el calor del sol, el cual puede cambiarse a un circuito de una turbina de vapor. El sistema rastrea el sol de forma automática, tanto en elevación como en acimut. Aunque la economía de generación a gran escala no es aún promisoría, los sistemas solares son bastante útiles en comunidades remotas en donde el suministro de energía convencional podría ser muy costoso.

#### 12.12.5 CENTRALES DE POTENCIA DE DEPRESIÓN (SOLAR)

En regiones áridas, el alto potencial de evaporación podría utilizarse para generación hidroeléctrica. El agua del mar se conduce a través de un canal o un túnel a una dársena adyacente de bajo nivel donde se evapora. Una vez se establece un estado de equilibrio hidrológico entre la tasa de evaporación y la tasa de afluencia desde el mar, el salto disponible correspondiente al caudal desarrolla la potencia hidroeléctrica. Los costos de tales desarrollos son excesivos y no existe aún un proyecto de este tipo en operación; sin embargo, dos proyectos están en planeación actualmente:

la planta de depresión en Qattar, Egipto, y el proyecto del Mar Muerto en Israel (Mosonyi, 1988).

### 12.12.6 POTENCIA GEOTÉRMICA

El calor de las formaciones subterráneas rocosas es otra fuente de energía barata que se ha explotado como alternativa de generación de potencia eléctrica. La primera instalación de este tipo es el campo de vapor natural en Larderello, Italia, que ahora produce 400 MW.

Más de 50 países en la actualidad utilizan sus recursos geotérmicos, los campos de vapores de Wairakei en Nueva Zelanda y las aguas calientes de Islandia son sólo dos ejemplos. Los recursos geotérmicos más promisorios están en los márgenes de las placas tectónicas de la tierra, donde la actividad volcánica y los gradientes de temperatura tienden a ser altos y las profundidades bajas de cerca de 200 m pueden tener temperaturas altas. En América Central y Japón también hay campos de altas temperaturas. Las mayores fuentes son los géiser de California que producen entre 600 y 900 MW.

La energía geotérmica es firme, lo que es una gran ventaja, y se estima que con facilidad podría suministrar 30% de las necesidades totales de electricidad en muchos países del tercer mundo. La tecnología no es compleja y los costos de operación son bajos. En Europa (Charnock, 1980) la explotación es limitada hasta la fecha, aunque Francia adoptó una vigorosa política de desarrollo para suministrar energía geotérmica a miles de casas para la década de los noventa.

---

#### *Ejemplo 12.1*

Los caudales mensuales promedio de un río en un año seco son los siguientes:

Mes	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
$Q \text{ (m}^3 \text{ s}^{-1}\text{)}$	117	150	203	117	80	118	82	79	58	45	57	152

Se quiere diseñar una planta hidroeléctrica en el río, utilizando los siguientes datos: salto neto en el sitio de la planta = 20 m; eficiencia de la turbina 90%.

1. Representar mediante gráficas las curvas de duración del caudal y potencia y calcular la potencia firme y la secundaria disponible de esta fuente si el caudal máximo utilizable se limita a  $150 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ .
2. Si se quiere desarrollar la potencia con una tasa firme de 15 MW, ya sea mediante almacenamiento o con una planta Diesel auxiliar sin almacenamiento, determinar la capacidad mínima del embalse y de la unidad Diesel.

## Solución

Caudales en orden descendente ( $m^3 s^{-1}$ )	Frecuencia (en meses)	Frecuencia igualada/excedida (%)
203	1	8.3
152	2	16.7
150	3	25.0
118	4	33.3
117	5	
117	6	50.0
82	7	58.3
80	8	66.7
79	9	75.0
58	10	83.3
57	11	91.7
45	12	100.0

1. La curva de duración del caudal (caudal contra frecuencia igualada o excedida) se representa en la gráfica de la figura 12.23. La misma gráfica puede utilizarse como curva de duración de potencia, multiplicando las ordenadas por un factor de 0.176 ( $=\eta\rho gH/10^6$ ) para obtener la potencia en MW con  $\eta = 90\%$  y  $H = 20$  m. La potencia firme disponible (igual al área de la curva de duración de potencia bajo la línea de  $45 m^3 s^{-1}$ ) es 7.95 MW. La potencia secundaria que es igual al área bajo la curva de duración de la potencia (entre las líneas de 150 y  $45 m^3 s^{-1}$ ) es de 10 MW.

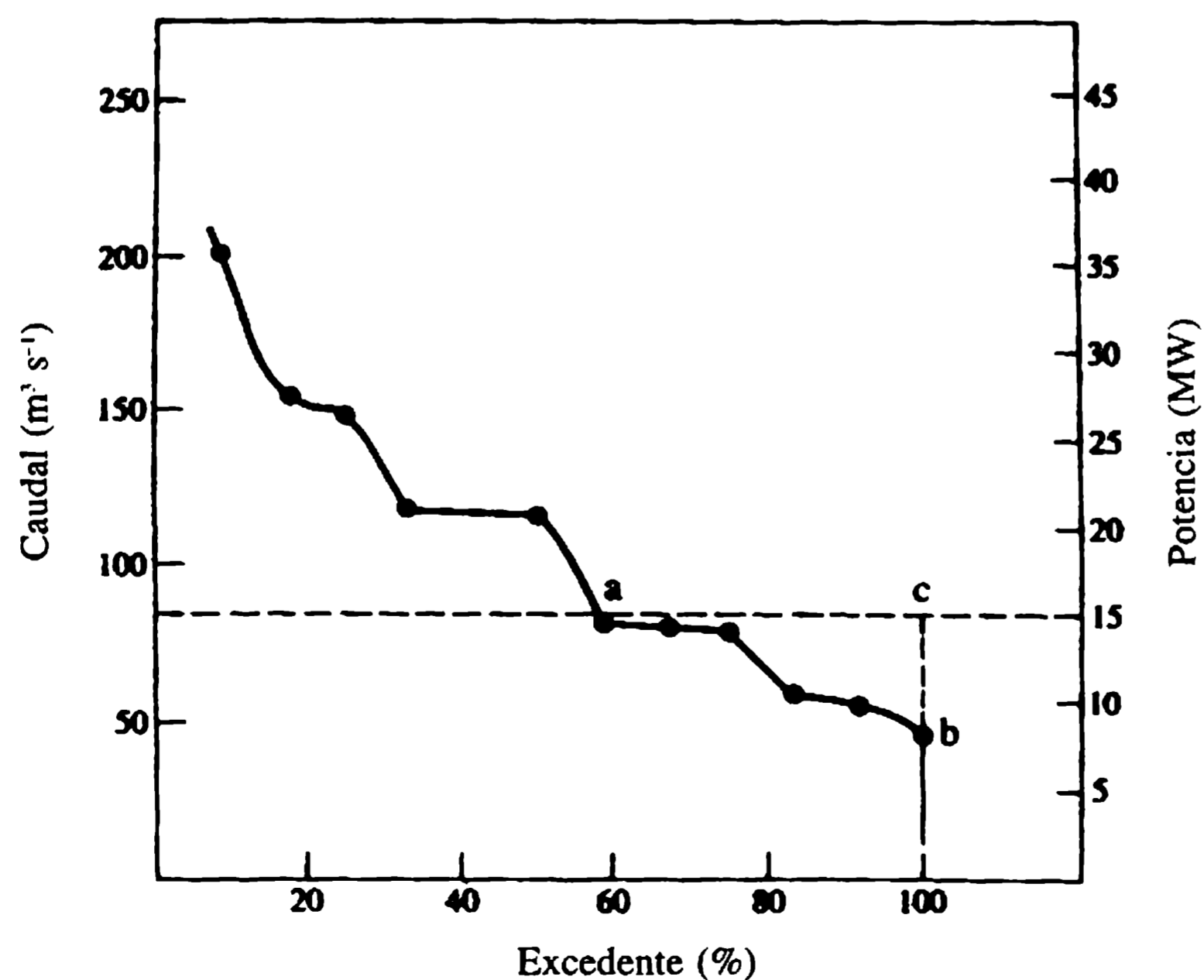


Figura 12.23 Curva de duración de caudal – potencia.

2. La potencia que se debe complementar con el almacenamiento o con la unidad auxiliar para obtener una potencia firme de 15 MW es el área abc (figura 12.23) = 17.76 MW por mes. Por tanto, el almacenamiento requerido es:

$$17.76 \times 10^6 \times 30 \times 24 \times 60 \times 60 / 1000 \times 9.81 \times 20 \times 0.9 = 2.6 \times 10^8 \text{ m}^3.$$

Sin almacenamiento, la potencia firme disponible es 7.95 MW. Por consiguiente, la capacidad de la unidad auxiliar es  $15 - 7.95 = 7.05$  MW.

### Ejemplo 12.2

Los caudales mensuales de un río en el periodo del año más seco registrado se muestran a continuación:

Mes	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Caudal ( $\times 10^6 \text{ m}^3$ )	4.0	2.25	5.0	1.25	0.5	0.75	0.5	0.75	1.25	1.25	5.0	6.25

1. Estimar la máxima captación uniforme posible de este río y determinar la capacidad del embalse para obtener captación uniforme y el almacenamiento inicial mínimo para mantener la demanda.
2. Si el embalse tiene sólo una capacidad total de  $8 \times 10^6 \text{ m}^3$  con un almacenamiento inicial de  $4 \times 10^6 \text{ m}^3$ , determinar (a) la máxima captación uniforme posible y (b) el vertimiento.

### Solución

A partir de la gráfica de la curva de masa entre los caudales acumulados y los meses en la figura 12.24 se obtienen los siguientes elementos.

1. La captación uniforme es el gradiente de la línea OA:

$$\begin{aligned} &= 28.75 \times 10^6 / 12 \times 30 \times 24 \times 60 \times 60 \\ &= 0.924 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}. \end{aligned}$$

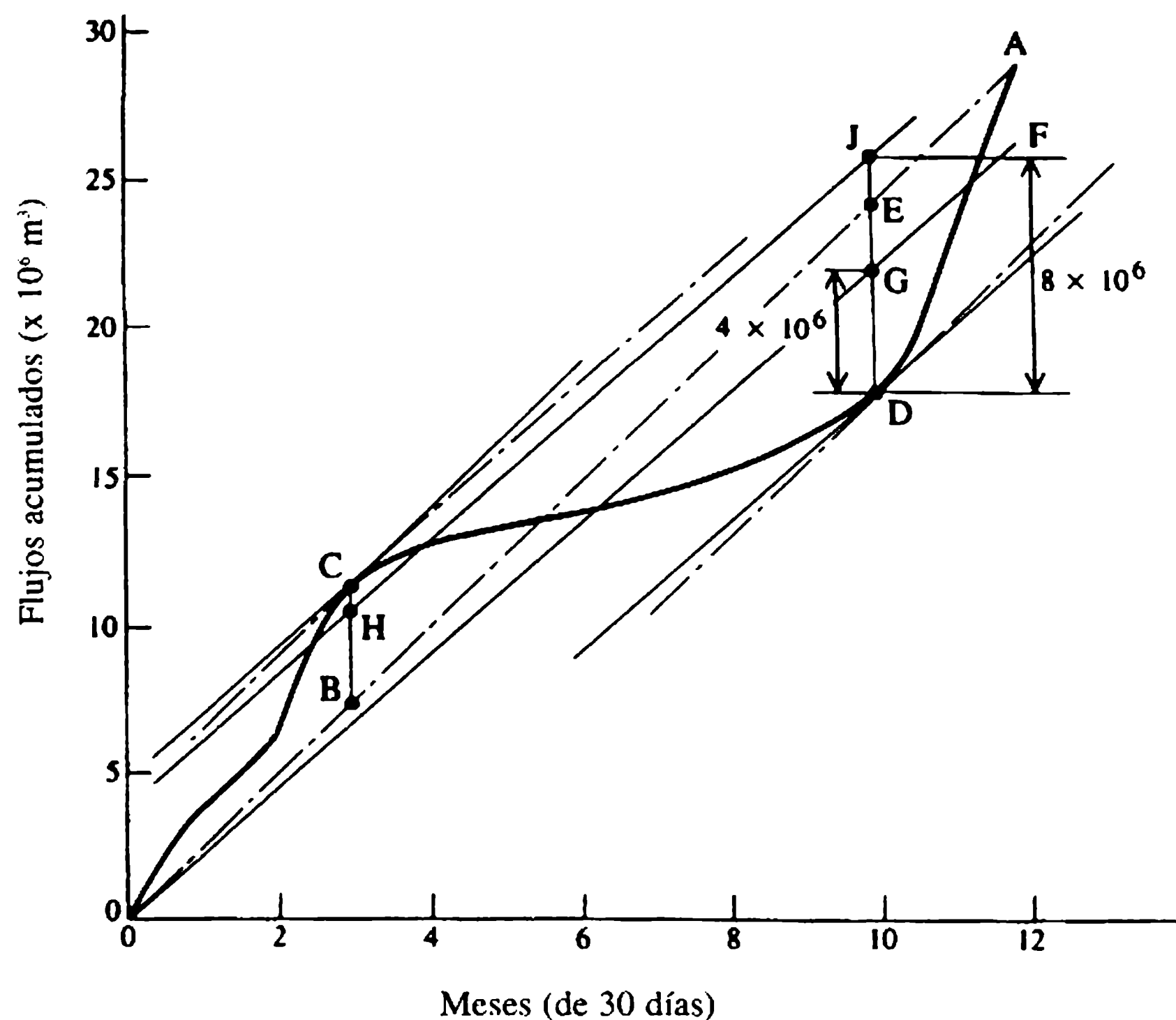
La capacidad del embalse = BC + DE =  $10.5 \times 10^6 \text{ m}^3$ .

El almacenamiento inicial = DE =  $6.5 \times 10^6 \text{ m}^3$ .

2. (a) La nueva demanda con almacenamiento inicial de  $4 \times 10^6 \text{ m}^3$  (DG) (figura 12.24) es el gradiente de la nueva línea de demanda (OF).

$$= 25.75 \times 10^6 / 12 \times 30 \times 24 \times 60 \times 60 = 0.827 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

(b) El vertimiento = HC =  $1 \times 10^6 \text{ m}^3$ .



**Figura 12.24** Curva de masa.

### Ejemplo 12.3

El caudal mensual de un río que abastece de agua a una planta de energía en 14 periodos sucesivos de 4 semanas del año más seco es el siguiente:

Periodo (4 semanas)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Caudal ( $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ )	1.14	0.58	0.68	0.78	0.94	1.16	0.56	0.56	0.5	0.67	1.36	1.65	1.49	0.83

1. Calcular el volumen de almacenamiento del embalse para mantener la producción uniforme más alta a través del año y calcular la potencia continua si el salto disponible es de 40 m.
2. Si se puede instalar un embalse de sólo la mitad de la capacidad requerida ¿qué potencia debe suministrar una planta auxiliar para producir la potencia continua de 1?
3. ¿Cuántas turbinas y qué tipo de unidades y con cuáles velocidades específicas se podrían instalar para desarrollar la potencia en 1?

### Solución

Para representar gráficamente la curva de masas es necesario calcular los volúmenes acumulados de flujo:



Periodo (semanas)	Caudal ( $m^3 s^{-1}$ )	$\Sigma$ Caudales ( $m^3 s^{-1}$ )	$\Sigma$ Volúmenes ( $\times 10^6 m^3$ )	$\Sigma$ Efluentes ( $\times 10^6 m^3$ )	$\Sigma$ Volúmenes balanceados ( $\times 10^6 m^3$ )
1	1.14	1.14	2.76	2.23	+0.53
2	0.58	1.72	4.16	4.46	-0.30
3	0.68	2.40	5.80	6.69	-0.89
4	0.78	3.18	7.69	8.92	-1.23
5	0.94	4.12	9.97	11.15	-1.18
6	1.16	5.28	12.77	13.38	-0.61
7	0.56	5.84	14.13	15.61	-1.48
8	0.56	6.40	15.48	17.84	-2.36
9	0.50	6.90	16.69	20.07	-3.38
10	0.67	7.57	18.31	22.30	-3.99
11	1.36	8.93	21.60	24.53	-2.93
12	1.65	10.58	25.60	26.76	-1.16
13	1.49	12.07	29.20	28.99	+0.21
14	0.83	12.90	31.21	31.21	0

1. La tasa de captación uniforme:

$$= 31.21 \times 10^6 / 14 \times 28 \times 24 \times 60 \times 60$$

$$= 0.92 m^3 s^{-1}$$

$$= 2.23 \times 10^6 m^3 \text{ por periodo de 4 semanas}$$

Se puede mejorar la precisión en los cálculos de la capacidad del embalse requerido representando gráficamente la curva de masas acumuladas netas [figura 12.25 (b)], que da la capacidad,  $4.52 \times 10^6 m^3$ . La producción continua de potencia  $= \eta \rho g Q H = 332 \text{ kW}$ , suponiendo una turbina de tipo Francis (bajo salto, caudales pequeños y eficiencia alrededor de 92%).

2. La capacidad del embalse  $= 0.5 \times 4.52 \times 10^6 = 2.26 \times 10^6 m^3$ . La línea de demanda reducida con este almacenamiento es la línea OB en la figura 12.25(a), que da una caída de  $2.5 \times 10^6 m^3$  en 14 periodos de 4 semanas. Por tanto, la caída en potencia:

$$= 0.92 \times 1000 \times 9.81 \times 2.5 \times 10^6 \times 40 / 14 \times 4 \times 7 \times 24 \times 60 \times 60 \times 10^3$$

$$= 26.6 \text{ kW.}$$

De ahí que se deba suministrar 26.6 kW mediante una planta auxiliar.

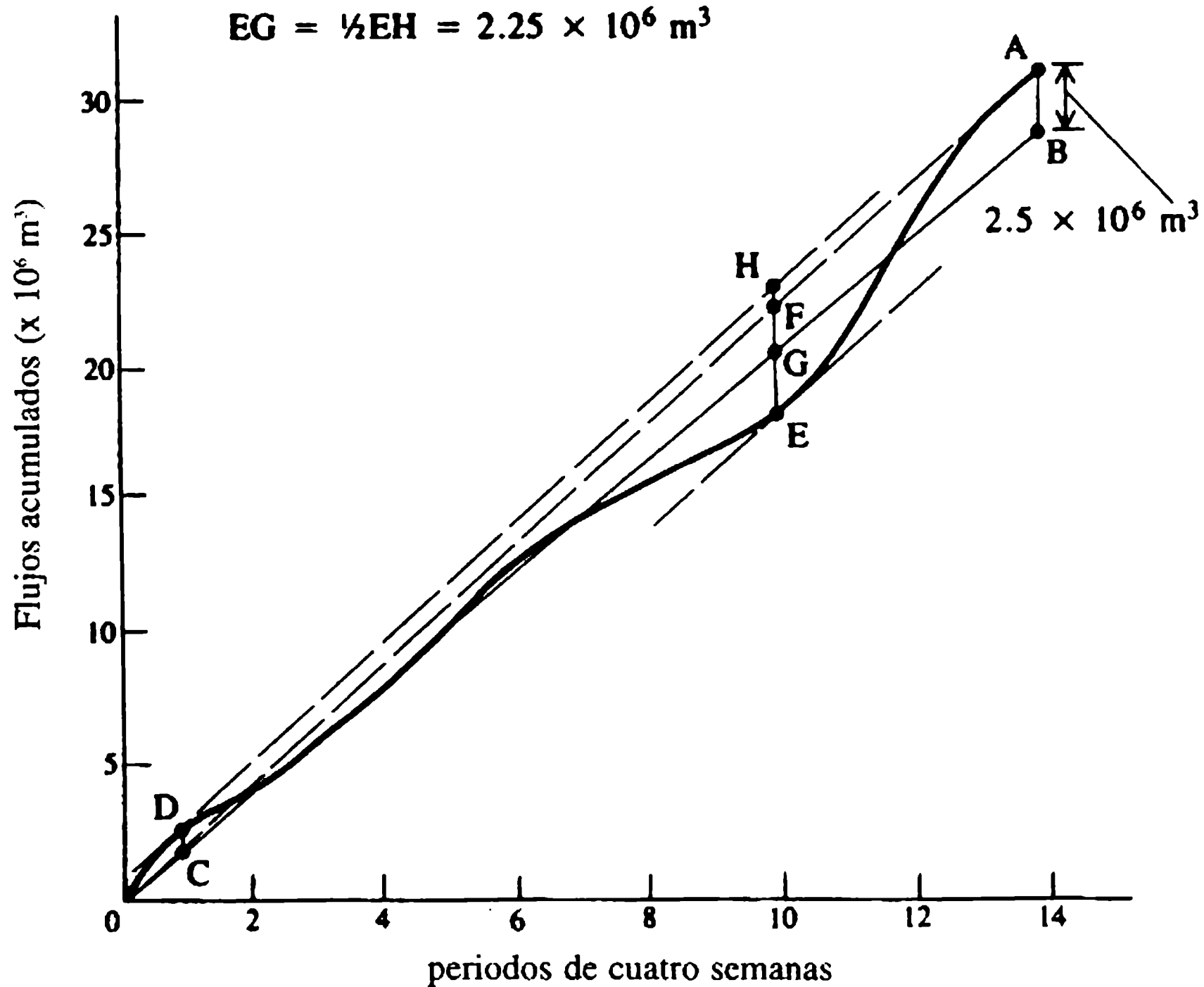
3. Para una producción constante, de saltos bajos y pequeños caudales es apropiada una turbina de tipo Francis. Dado que la producción de potencia es bastante pequeña y uniforme es normal que una sola máquina lo pueda hacer. Sin embargo, se deben instalar un mínimo de dos unidades para tener en cuenta daños y mantenimiento. Las siguientes opciones existen:

(a) diseñar y operar dos unidades que compartan la producción de potencia de manera equitativa (una producción de potencia demasiado pequeña por máquina y, en consecuencia, ineficiente);

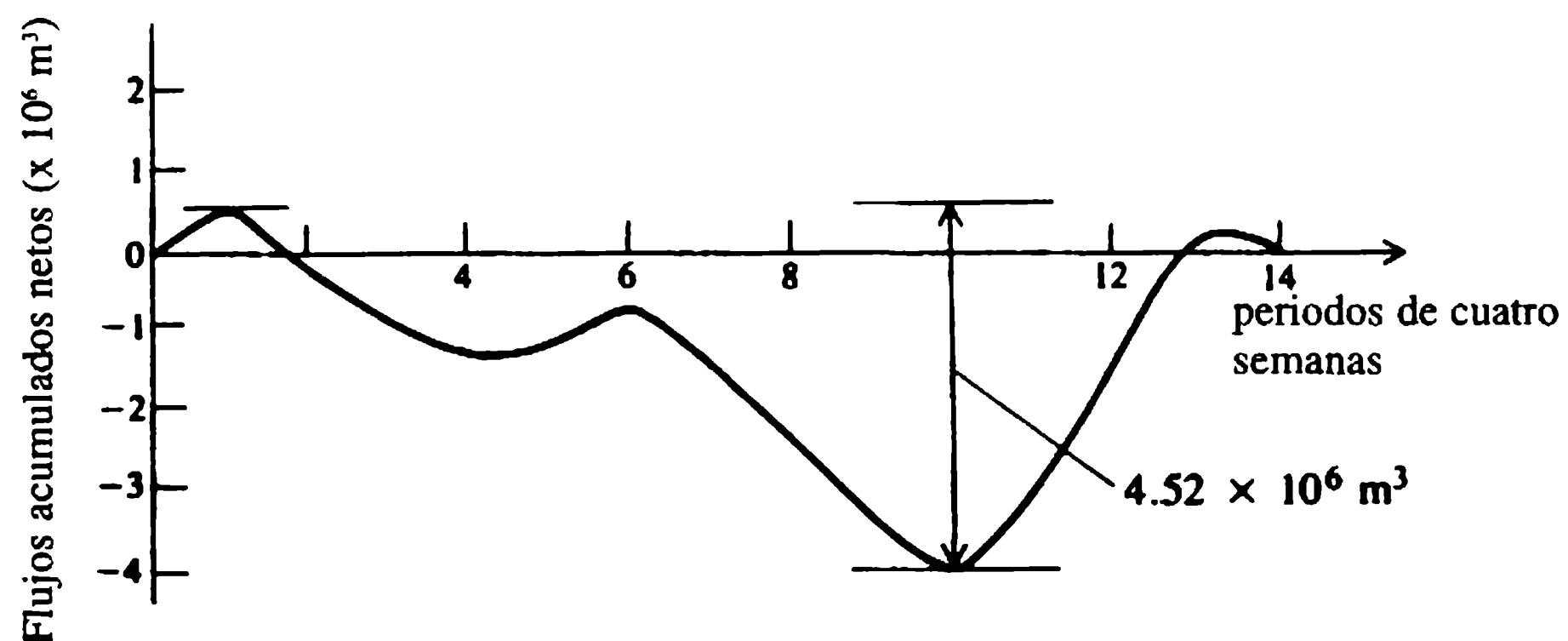
## (a) Curva de masa acumulativa

$$EH = EF + CD = \text{capacidad del embalse} = 4.5 \times 10^6 \text{ m}^3$$

$$EG = \frac{1}{2}EH = 2.25 \times 10^6 \text{ m}^3$$



## (b) Curva de masa no acumulativa



**Figura 12.25** Curvas de masa.

- (b) diseñar sólo una unidad y la segunda, de tamaño similar, instalada como una unidad auxiliar (no económico);
- (c) teniendo en cuenta lo anterior, es conveniente diseñar y operar sólo una unidad y proporcionar una Diesel como unidad auxiliar.

La velocidad específica,

$$N_s = NP^{1/2}/H^{5/4}.$$

Adoptando  $\phi = 0.7$  (tabla 12.1) y un rotor de diámetro  $D = 4.43 (Q/N)^{1/3}$  se puede obtener la velocidad de operación de  $N = 810 \text{ rev min}^{-1}$ . Seleccionando la velocidad síncrona más cercana de  $750 \text{ rev min}^{-1}$  (página 434),

$$D = 4.43(0.92/750)^{1/3} = 475 \text{ mm}$$

y la velocidad específica:

$$N_s = 750 \times 332^{1/2}/40^{5/4} = 136.$$

### *Ejemplo 12.4*

En un proyecto de una central con almacenamiento por bombeo, se envía agua desde un embalse superior a través de un túnel de baja presión y cuatro tubos de carga de alta presión a cuatro unidades de bomba y turbina. La elevación del nivel de agua del embalse de represamiento es 500 m PED, y la elevación del agua del embalse aguas abajo es 200 m PED. El almacenamiento máximo del embalse que puede utilizarse de continuo durante un periodo de 48 h es  $15 \times 10^6 \text{ m}^3$ .

El túnel de baja presión se construye así: longitud = 4 km; diámetro = 8 m; factor de fricción,  $\lambda = 0.028$ .

Los tubos de carga de alta presión (4) tienen las siguientes características: longitud de cada tubo de carga = 500 m; diámetro = 2 m; factor de fricción,  $\lambda = 0.016$ ; eficiencia de generación de la turbina = 90%; eficiencia del generador (16 polos, 50 Hz) = 90%, eficiencia de bombeo de la turbina = 80%; presión barométrica = 10.3 m de agua; coeficientes de cavitación de Thoma,  $\sigma = 0.043 (N_s/100)^2$ .

1. Determinar la máxima producción de energía de la instalación.
2. Estimar la velocidad específica y especificar el tipo de turbina.
3. Determinar el ajuste seguro de la turbina con relación al nivel del agua del embalse aguas abajo.
4. Si una almenara simple de 6 m de diámetro se instala en el extremo del túnel de baja presión, estimar:
  - (a) la máxima oleada en ascenso y hacia abajo en la almenara para un rechazo repentino de una unidad, y
  - (b) la máxima oleada en descenso para una demanda repentina de una unidad.

### **Solución**

El caudal disponible =  $15 \times 10^6/48 \times 60 \times 60 = 86.8 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . La potencia generada se calcula de la siguiente manera:

$$\text{velocidad en el túnel} = 86.8/(\pi/4)8 \times 8 = 1.73 \text{ m s}^{-1}.$$

Por tanto,

$$\text{pérdida de cabeza en el túnel} = \lambda L V^2/2gD = 2.13 \text{ m},$$

$$\text{caudal por tubo de carga} = 86.8/4 = 21.7 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1},$$

$$\text{velocidad en el tubo de carga} = 21.7/(\pi/4)2 \times 2 = 6.91 \text{ m s}^{-1}.$$

Por consiguiente,

$$\text{pérdida de cabeza en el tubo de carga} = \lambda L V^2 / 2gD = 9.73 \text{ m},$$

$$\text{salto bruto en la turbina} = 500 - 200 = 300 \text{ m},$$

y también:

$$\text{salto neto} = 300 - 2.13 - 9.73 = 288.14 \text{ m},$$

$$\text{generación/turbina} = \eta \rho g Q H / 10^6 = 55 \text{ MW},$$

$$\text{generación total} = 4 \times 55 = 220 \text{ MW}.$$

La producción neta de los generadores es  $0.9 \times 220 = 198 \text{ MW}$ . La velocidad del generador,  $N = 120f/p = 375 \text{ rev min}^{-1}$  (velocidad síncrona aceptable). Por tanto, la velocidad específica,  $N_s = NP^{1/2}/H^{5/4} = 76$ . Una turbina de tipo Francis es apropiada (eficiencia, velocidad específica y salto coinciden para este tipo). El ajuste de la turbina:

$$Y_s = B - \sigma H,$$

$$\sigma = 0.043 \times (76/100)^2 = 0.0248,$$

y en consecuencia,

$$Y_s = 10.3 - 0.0248 \times 288 = 3.16 \text{ m} \quad \text{o} \quad 203.16 \text{ m PED}$$

La elevación del distribuidor:

$$Y_t = Y_s + 0.025 D N_s^{0.34}.$$

El diámetro aproximado del rotor:

$$D = 4.43(Q/N)^{1/3} = 1.72 \text{ m}.$$

Por tanto:

$$Y_t = 3.16 + 0.187 = 3.347 \text{ m} \quad \text{o} \quad 203.35 \text{ m PED}$$

Los cálculos de la almenara son los siguientes:

$$\text{área de la almenara, } A_s = 28.27 \text{ m}^2;$$

$$\text{área del túnel, } A_t = 50.26 \text{ m}^2;$$

$$\text{longitud de túnel, } L_t = 4000 \text{ m}.$$

Así:

$$r = (gA_t/L_t A_s)^{1/2} = 0.066.$$

Para una unidad de rechazo o demanda,  $Q_0 = 21.7 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  y  $P_0 = 2.13 \text{ m}$ . Por ello:

$$Z_{\text{máx}} = Q_0/A_s r = 11.63 \text{ m}$$

y

$$K_0^* = P_0/Z_{\text{máx}} = 0.183.$$

Después de un rechazo repentino, la máxima oleada en ascenso [ecuación (12.32)],  $Z_{\text{máx}}^* = 0.88$ .

Por tanto

$$Z_{\text{máx}} = 0.88 \times 11.63 = 10.23 \text{ m}.$$

La máxima oleada en descenso [ecuación (12.33)],  $Z_{\text{mín}}^* = -0.7$ . Por tanto:

$$Z_{\text{mín}} = -0.7 \times 11.63 = -8.14 \text{ m}.$$

Después de una demanda repentina [ecuación (12.34)],  $Z_{\text{mín}}^* = -1.023$ . Por consiguiente:

$$Z_{\text{mín}} = -1.023 \times 11.63 = -11.9 \text{ m}.$$

---

### *Ejemplo 12.5*

En un proyecto de central con almacenamiento por bombeo, se suministra agua a una turbina simple a través de un tubo de carga de 200 m de longitud y 2 m de diámetro. La central de máquinas utiliza dos bombas centrífugas para bombear agua de vuelta al embalse superior, utilizando el mismo tubo de carga. La información básica es la siguiente. Bombas (2), capacidad nominal = 6 MW cada una, eficiencia de la bomba = 87%, eficiencia del motor de la bomba = 85%, turbina (1), capacidad instalada = 25 MW, eficiencia de la turbina = 91%, eficiencia del generador = 89%; tubo de carga, longitud = 200 m, diámetro = 2 m, número de Manning  $n = 0.015$ , salto bruto por encima del nivel del cauce aguas abajo = 115 m.

Determinar:

1. el máximo caudal por bomba;
2. el máximo caudal de la turbina, y
3. la eficiencia global del sistema si toda el agua utilizada por la turbina se bombea de vuelta al embalse superior.

**Solución***Caudal de la bomba*

La generación de potencia de las bombas es:

$$= \rho g Q (115 + h_f) / 1000 \text{ kW}$$

donde  $h_f$  son las pérdidas del sistema. Ignorando las pérdidas menores, la ecuación de Manning arroja:

$$h_f = Q^2 n^2 L / A^2 R^{4/3} = 0.0115 Q^2.$$

por tanto:

$$2 \times 6000 \times 0.87 = 9.81 Q (115 + 0.0115 Q^2)$$

lo que da  $Q \approx 9.2 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . Por tanto, el caudal por bomba =  $9.2/2 = 4.6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . La entrada al motor =  $2 \times 6/0.85 = 14.12 \text{ MW}$ . La operación de una hora de la bomba (por ejemplo una entrada de  $14.12 \text{ MW h}$  unidades) almacena  $9.2 \times 60 \times 60 = 3.31 \times 10^4 \text{ m}^3$  de agua.

*Operación de la turbina*

La entrada a la turbina es:

$$= \eta \rho g Q (115 - h_f) / 1000 \text{ kW}.$$

Por tanto:

$$25\ 000 = 0.91 \times 9.81 Q (115 - 0.0115 Q^2)$$

lo que da  $Q \approx 26.1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . La producción del generador =  $25 \times 0.89 = 22.25 \text{ MW}$ . Por consiguiente, la duración máxima de la operación de la turbina desde  $3.31 \times 10^4 \text{ m}^3$  de agua almacenada es  $3.31 \times 10^4 / 26.1 \times 60 \times 60 = 0.352 \text{ h}$ . Por tanto, el total de unidades generadas (es decir, la salida) =  $22.25 \times 0.352 = 7.84 \text{ MW h}$ , y la eficiencia global del sistema es  $7.84/14.12 \approx 55.5\%$

*Ejemplo 12.6*

Los siguientes datos se refieren a una central hidroeléctrica propuesta: turbinas, potencia total a producir =  $30 \text{ MW}$ , velocidad normal de operación =  $150 \text{ rev min}^{-1}$ , salto neto disponible =  $16 \text{ m}$ ; tubo de aspiración, energía cinética máxima a la salida del tubo de aspiración =  $1.5\%$  de  $H$ , eficiencia del tubo de aspiración =  $85\%$ , presión del vapor  $\leq 3 \text{ m}$  de agua, presión atmosférica =  $10.3 \text{ m}$  de agua.

1. ¿Qué tamaño, tipo y número de unidades se seleccionarían para la planta propuesta?
2. A partir de los principios fundamentales, determinar el ajuste de la turbina con relación al nivel del agua del cauce aguas abajo.



### Solución

Para un salto bajo, una planta de alto caudal, las unidades de tipo Kaplan son apropiadas. Suponiendo una velocidad específica, de 500, la potencia por máquina es:

$$= (N_s H^{5/4} / N)^2 = 11\,377 \text{ kW.}$$

Por tanto, el número de unidades es  $30\,000 / 11\,377 = 2.64$ . Por consiguiente, se deben seleccionar tres unidades, cada una con una capacidad instalada de 10 MW. Nótese que el número de unidades depende de otros factores como la variabilidad de la demanda de potencia, las obras de parada y mantenimiento, la disponibilidad de una red nacional de distribución de potencia en caso de emergencias, etcétera.

La velocidad específica:

$$N_s = 150 \times \sqrt{10\,000 / 16^{5/4}} = 468.$$

El caudal por unidad es  $10\,000 / 0.94 \times 9.81 \times 16$  (suponiendo una eficiencia de 94% – tabla 12.1) =  $67.75 \text{ m s}^{-1}$ . Así, el diámetro del rotor,  $D = 4.57(Q/N)^{1/3} = 3.50 \text{ m}$ , y la velocidad a la entrada (es decir, la velocidad a la salida del rotor) es  $67.75 / (\pi/4) \times 3.5 \times 3.5 = 7.04 \text{ m s}^{-1}$ ; de ahí que la cabeza de velocidad a la entrada es 2.53 m. La cabeza de velocidad a la salida es  $1.5 \times 16 / 100 = 0.24 \text{ m}$ .

Si se aplica la ecuación de Bernoulli entre la entrada del tubo de aspiración y el nivel del cauce aguas abajo (figura 12.16):

$$Y_s = p_a / \rho g - p_v / \rho g - (V_1^2 / 2g - V_2^2 / 2g - h_{fd})$$

$$= 10.3 - 3.0 - 0.85(2.53 - 0.24) = 5.35 \text{ m por encima del nivel del cauce aguas abajo.}$$

A partir de las condiciones límites para cavitación de Thoma,

$$Y_s = B - \sigma H,$$

$$\sigma = 0.58 \quad (\text{de acuerdo con la tabla 12.4}),$$

lo que da  $Y_s = 1.02 \text{ m}$  por encima del nivel del cauce aguas abajo. En ausencia de datos adicionales, se puede adoptar el criterio de Thoma.

### Ejemplo 12.7

Una central a filo de agua utiliza un salto medio de 10 m y genera alrededor de 30 MW. El factor de carga de la instalación es 40%.

1. Determinar el número, tipo y velocidad específica de las turbinas.
2. Diseñar la carcasa en caracol para una de esas unidades.

### Solución

1. Para saltos bajos y grandes caudales se sugiere el uso de unidades de tipo Kaplan. Además, estas unidades pueden cubrir la demanda variable muy eficientemente.

La generación promedio de la planta es  $30 \times 0.4 = 12$  MW. Las unidades se diseñarán para producir esta potencia con mayor eficiencia y cualquier variación en la demanda será cubierta por unidades adicionales. Existen varias alternativas: una unidad de 12 MW y tres unidades de 6 MW cada una, cinco unidades de 6 MW cada una, tres unidades de 10 MW cada una, o dos unidades de 15 MW cada una, ya que es mejor tener pocas unidades grandes que muchas unidades más pequeñas, siempre y cuando las unidades puedan operar eficientemente en condiciones de carga variable. Detalles adicionales sobre la naturaleza de la variabilidad de demanda darán mejores respuestas.

2. Como ejemplo, se diseña la carcasa en caracol para una unidad de 6 MW. Suponiendo una velocidad específica de 800; la velocidad operacional de la unidad:

$$N = N_s H^{5/4} / \sqrt{6000} = 183 \text{ rev min}^{-1}.$$

Se debe adoptar una velocidad síncrona de  $150 \text{ rev min}^{-1}$ , puesto que menores velocidades específicas son convenientes para minimizar problemas de cavitación, lo cual da una velocidad específica,  $N_s = 653$ . El caudal  $Q$  por unidad es  $6000/0.9 \times 9.81 \times 10 = 68 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . Nótese que se utiliza una eficiencia de 90%, que corresponde a velocidades específicas altas. Por tanto, el diámetro del rotor,  $D = 4.57(68/150)^{1/3} = 3.50 \text{ m}$ .

Si se adopta una velocidad de entrada máxima de  $1.7 \text{ m s}^{-1}$  (Davis y Sorensen, 1969), el área de entrada de la entrada de la canaleta al espiral es  $68/1.7 = 40 \text{ m}^2$ . Si se supone una altura de 5 m, el ancho a la entrada de la canaleta es  $40/5 = 8 \text{ m}$ .

### *Diseño de la carcasa en caracol*

Se adopta un caracol de concreto con una sección en contracción. La ecuación (12.19) da valores de  $R$  en función de la posición del ángulo  $\theta$  de la espiral (figura 12.13). La intensidad del vórtice:

$$K = 30\eta g H / \pi N = 5.61 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}.$$

El diámetro exterior del ensamblaje del álabe guía ( $= 2r_0$ )  $= 1.5D = 5.25M$ . Por tanto,  $r_0 = 5.25/2 = 2.625 \text{ m}$ . La altura de la sección de entrada en el ensamblaje del álabe guía,  $h_0 = 0.4D = 1.40 \text{ m}$ .  $\alpha = 7.47$  con  $\beta_1 = \beta_2 = 15^\circ$ . Para el ángulo de la nariz, debido a los caudales grandes y saltos bajos es apropiado una espiral parcial. Si se adopta una espiral de  $240^\circ$ , las alturas  $H_0$  [figura 12.13(b)] pueden calcularse para valores diferentes de  $\theta$ .

Si se supone una altura máxima de la espiral de 5 m (para ajustarse a la altura de entrada adoptada) y una variación lineal entre  $h_0$  y  $H_{0\text{máx}}$ , es decir entre 1.4 m y 5 m, la siguiente tabla arroja los valores de  $H_0(\theta)$ :

$\theta^\circ$ a partir de la nariz	0	30	60	90	120	180	240
$H_0$ (m)	1.40	1.85	2.30	2.75	3.20	4.10	5.00

Sabiendo que  $r_1 = (H_0 - h_0)/\alpha + r_0$ , la ecuación (12.19) da el radio de la espiral para un ángulo  $\theta$ , y los resultados se tabulan a continuación:

	$\theta^\circ$ a partir de la nariz						
	0	30	60	90	120	180	240
$H_0$ (m)	1.40	1.85	2.30	2.75	3.20	4.10	5.00
$r_1$ (m)	2.62	2.68	2.71	2.81	2.87	2.99	3.10
$R$ (m)	2.62	4.57	6.55	8.25	9.75	12.52	14.52

El ancho máximo de la espiral es  $R_{60} + R_{240} = 6.55 + 14.52 = 21.07$  m. Los anchos prácticos están dentro del rango  $(2.7-3)D$ , adoptándose entonces un ancho máximo de  $2.7D = 9.45$ m. Por tanto, el radio máximo reducido  $R'_{240}$  se obtiene como:

$$R'_{240} = 9.45 \times 14.52 / 21.07 = 6.52 \text{ m.}$$

Dicha reducción incrementa la vorticidad del flujo que se puede obtener mediante la ecuación (12.19). De manera que la nueva intensidad del vórtice,  $K' = 10.55 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ . Al utilizar el nuevo valor  $K'$ , los radios de la espiral para todos los ángulos pueden volver a calcularse, como se muestra en la siguiente tabla:

$\theta^\circ$ a partir de la nariz	0	30	60	90	120	180	240
$R$ (m)	2.62	3.53	4.18	4.82	5.22	6.02	6.52

El ancho máximo de la carcasa en caracol es ahora  $4.18 + 6.52 = 10.70$  m.

### *Nivel del tubo de aspiración*

Si se utiliza el criterio de Thoma:

$$Y_s = B - \sigma H.$$

y el valor  $\sigma_c = 1.15$

$$\begin{aligned} Y_s &= 10 - 1.15 \\ &= -1.5 \text{ m por debajo del nivel del cauce aguas abajo} \end{aligned}$$

es decir, la unidad es sumergida.

Otros detalles de las secciones de la unidad se muestran en la figura 12.26.

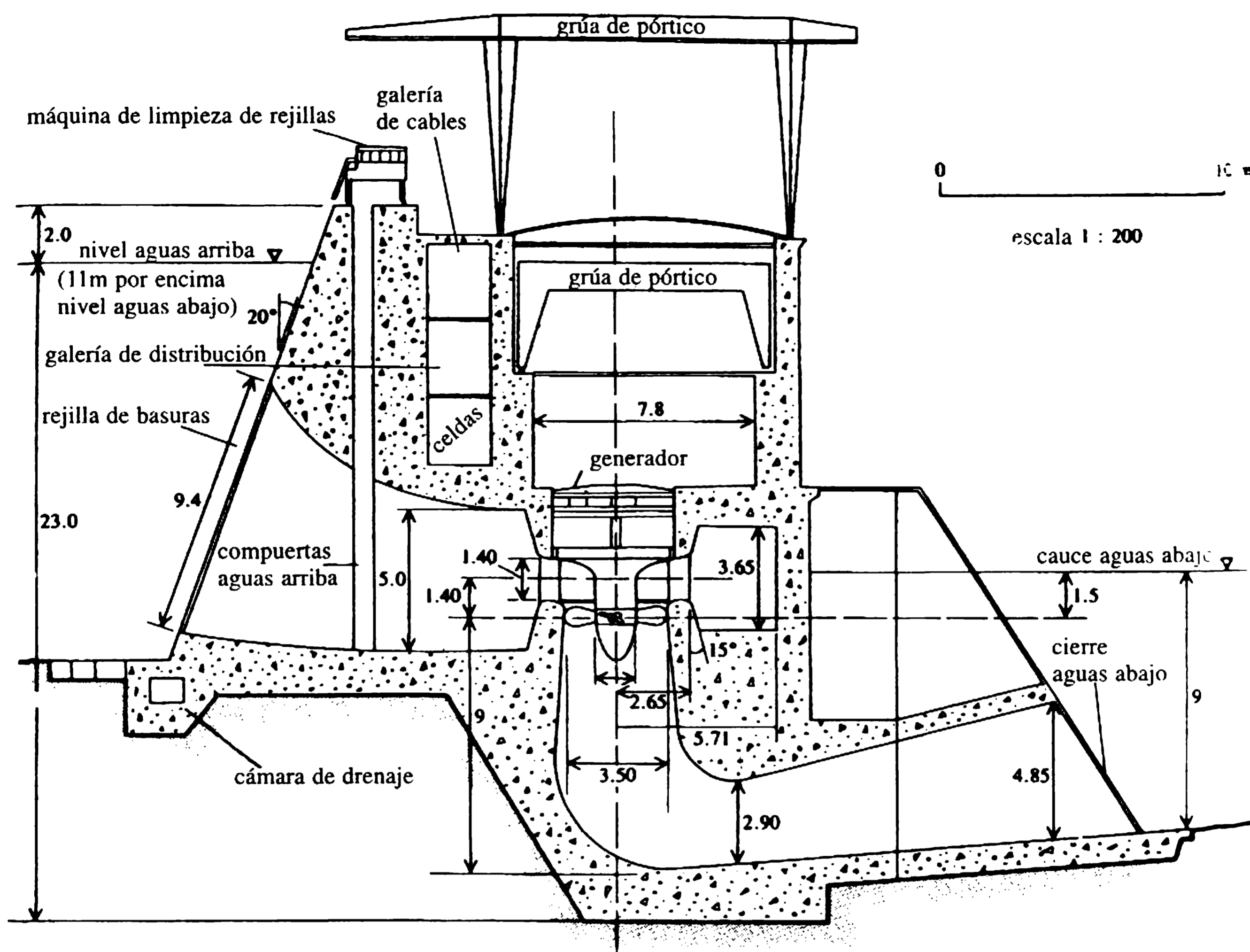


Figura 12.26 Sección de una estación de potencia; dimensiones en metros.

- Allen, J. and Bird, R.A. (1977) *The Prospects for the Generation of Electricity from Wind Energy in the UK*, Department of Energy, HMSO, London.
- Charnock, A. (1980) Watt options? *New Civil Engineer*, (December 4), 18-28.
- Davis, C.V. and Sorensen, K.E. (eds) (1969) *Handbook of Applied Hydraulics*, McGraw-Hill, New York.
- Department of Energy (1977a) *Tidal Power Barrages in the Severn Estuary*, Paper 23, HMSO, London.
- Department of Energy (1977b) *Severn Barrage Seminar*, HMSO, London.
- Department of Energy (1979) *Wave Energy-a Review Paper*, Paper 42, HMSO, London.
- Doland, J.J. (1957) *Hydropower Engineering*, Ronald, New York.
- Escande, L., Dat, J. and Nalluri, C. (1962) *Stabilité de Cheminée d'Equilibre Placée sur Canal de Fuite*. Académie des Sciences, Paris.
- Fahlbusch, F. (1982) Power tunnels and penstocks-economics re-examined. *Water Power & Dam Construction*, 34 (June), 13-15.
- Fullalove, S. (1984) Wookey basks in its own light. *New Civil Engineer*, (January 26), 16-17.

## Referencias

- Jaeger, C. (1957) *Engineering Fluid Mechanics*, Blackie, London.
- Linsley, R.K. and Franzini, J.B. (1979) *Water Resources Engineering*, 3rd edn, McGraw-Hill, New York.
- Monition, L., Le Nir, M. and Roux, J. (1984) *Micro Hydropower Stations*, Wiley, Chichester.
- Mosonyi, E. (1959) *Water Power Development*, Vols I and II, Hungarian Academy of Sciences, Budapest.
- Mosonyi, E. (1988) Water power developments (low head plants), in *Developments in Hydraulic Engineering*, Vol. 5 (ed. P. Novak), Elsevier Applied Science, London.
- Nechleba, M. (1957) *Hydraulic Turbines*, Artia, Prague.
- Novak, P. (1983) *Waterhammer and Surge Tanks*, 3rd revised edn, International institute for Hydraulic and Environmental Engineering, Delft.
- NSHB (1978) *Power from the Glens*, North of Scotland Hydroelectric Board (now Scottish Hydroelectric), Perth.
- Raabe, J. (1985) *Hydro Power*, VDI, Düsseldorf.
- Shaw, E.M. (1994) *Hydrology in Practice*, 3rd edn, Chapman & Hall, London.
- Simeons, C. (1980) *Hydropower*, Pergamon, Oxford.
- Taylor, R.H. (1983) *Alternative Energy Sources*, Adam Hilger, Bristol.
- Twort, A.C., Law, F.M. and Crowley, F.W. (1984) *Water Supply*, 3rd edn, Edward Arnold, London.
- UN (1981) Conference on New and Renewable Sources of Energy, in *World Water* (November), 31-54.
- Wilson, E.M. and Balls, M. (1987) Tidal power generation, in *Developments in Hydraulic Engineering*, Vol. 4 (ed. P. Novak), Elsevier Applied Science, London.

# Estaciones de bombeo 13

Cuando no se puedan construir los más económicos sistemas por gravedad, se deben instalar equipos de bombeo para el abastecimiento de agua. La mayoría de las grandes estaciones de bombeo abstraen agua de las fuentes superficiales tales como ríos, canales, lagos, etc., mientras que la abstracción de aguas subterráneas por lo general se hace mediante unidades de bombeo más pequeñas (casi siempre sumergidas). Algunas veces se debe instalar equipo para bombear agua superficial (instalaciones de drenajes de baja elevación) detrás de un dique (por ejemplo, un encerramiento con ataguías) o de un cárcamo poco profundo. Las bombas de drenaje de alta elevación algunas veces pueden ordenarse en un patrón de malla que cubra una gran área que necesite drenarse (por ejemplo, para disminuir el nivel freático). Se pueden necesitar instalaciones para bombear flujos de alcantarillados de aguas residuales o de aguas lluvias desde redes con elevaciones bajas a plantas de rejillas o de tratamiento con elevación alta. Bombas elevadoras pueden necesitarse en redes de suministro de agua para elevar las cabezas de presión. Unidades de bombas y turbinas reversibles se utilizan en esquemas hidroeléctricos de almacenamiento con bombeo. En todos estos casos, diferentes tipos de bombas con cárcamos y bocatomas apropiados en el punto de abstracción se utilizan para transferir el líquido desde niveles bajos a altos.

## 13.1 Introc

### 13.2.1 GENERALIDADES

Las bombas son máquinas hidráulicas que convierten la energía mecánica (impartida por rotación) en energía hidráulica utilizada para elevar (bombear) aguas o aguas residuales a niveles más altos. La energía mecánica se suministra mediante potencia eléctrica (motor) o motores de Diesel, gas o de vapor que utilizan ejes ya sean verticales u horizontales.

### 13.2.2 TIPOS DE BOMBAS

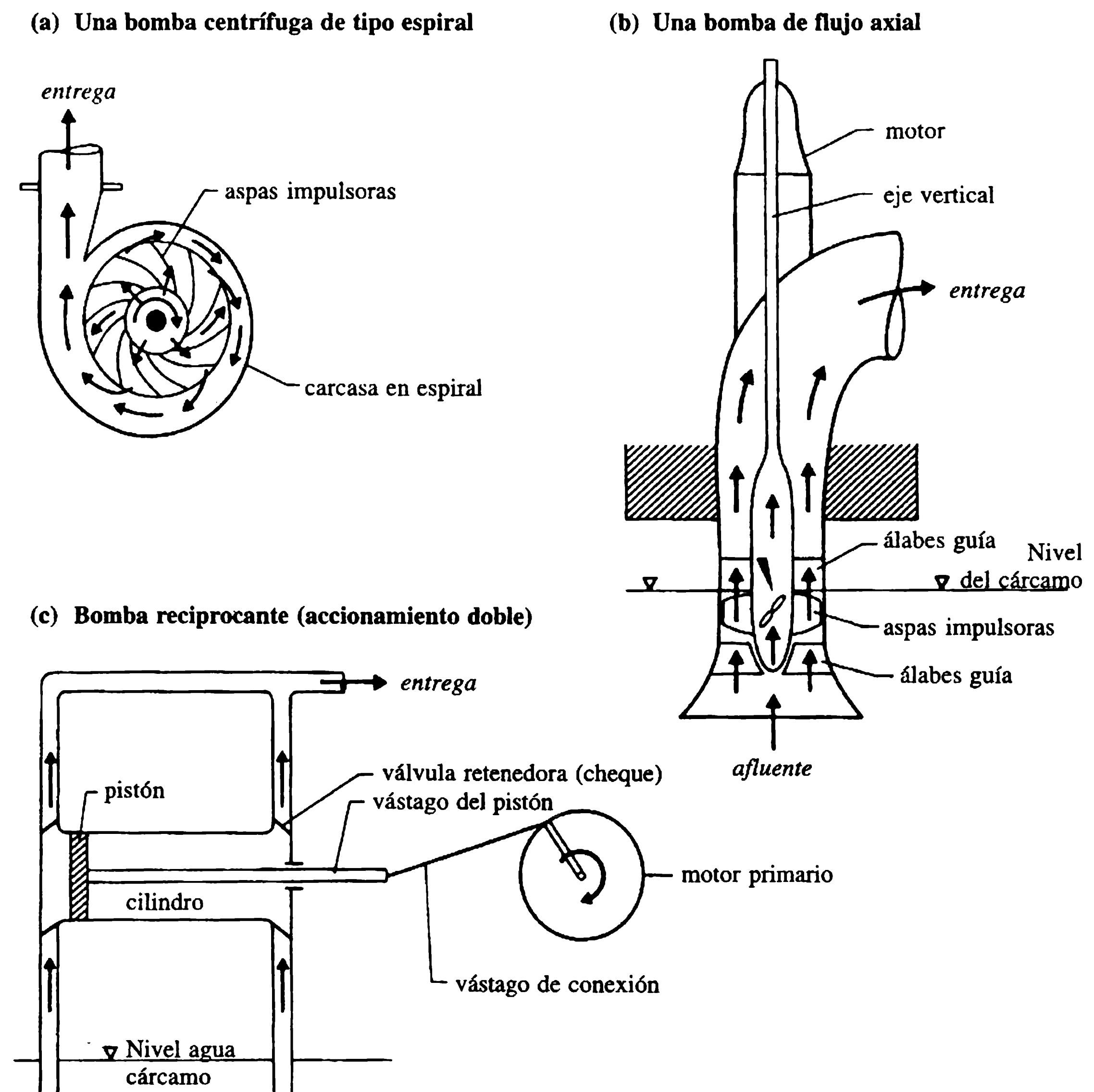
Las bombas pueden clasificarse como centrífugas (rotodinámicas – de tipo radial, axial o de flujo mixto) y reciprocantes (desplazamiento positivo). También existen

## 13.2 Bombas y su clasificación



otros tipos como los de elevación de aire (neumáticas) y bombas de chorro, los de rotor de tornillo y helicoidal, etcétera.

En las bombas de tipo rotodinámico, el agua gana energía cuando pasa por un elemento rotatorio (impulsor), la que es convertida en energía de presión por una carcasa apropiada del impulsor (cámara en espiral) [figura 13.1 (a)]. La bomba reciprocante [figura 13.1(c)] utiliza la energía transmitida por un elemento móvil (pistón) en una carcasa de ajuste hermético (cilindro). En la actualidad, la utilización de bombas de desplazamiento positivo, de elevación de aire y bombas de chorro, es muy reducida y la mayoría de las estaciones de bombeo utilizan bombas de tipo centrífugo. Anderson (1994) y Wislicenus (1965) dan detalles de construcción y características de desempeño de bombas. El ingeniero civil debe tener suficiente información sobre los diversos tipos de bombas para seleccionar un tipo apropiado en el diseño de las estaciones de bombeo.



**Figura 13.1** Bombas de tipo rotodinámico y reciprocantes (de pistón).

Los tipos de bombas y sus aplicaciones se presentan en la tabla 13.1 como una guía para su selección.

### 13.2.3 VELOCIDAD ESPECÍFICA $N_s$

La velocidad específica es el parámetro que caracteriza de manera más explícita las bombas rotodinámicas y está dada por:

$$N_s = NQ^{1/2}/H^{3/4} \quad (13.1)$$

donde  $Q$  es el caudal ( $1 \text{ s}^{-1}$ ),  $H$  la cabeza total (manométrica) (m) y  $N$  la velocidad de rotación ( $\text{rev min}^{-1}$ ). Los intervalos de velocidades específicas para los diversos tipos de bombas se muestran en la tabla 13.2.

### 13.2.4 OPERACIÓN DE LAS BOMBAS

Una instalación típica de una bomba centrífuga, que conduce el agua desde un cárcamo (nivel bajo) a una elevación más alta, se muestra en la figura 13.2.  $V_s$  y  $V_d$  son las

**Tabla 13.1** Tipos de bombas y sus aplicaciones

<i>Tipo</i>	<i>Caudal</i>	<i>Cabeza</i>	<i>Aplicaciones y observaciones</i>
Bomba rotodinámica: tipo de flujo radial tipo de flujo axial tipo de flujo mixto	Bajo Alto Medio	Alta (>30 m) Baja (hasta $\approx 15$ m) Media (25-30 m)	Para bombear agua limpia y aguas residuales: las mayores eficiencias se obtienen al bombear agua limpia; las bombas de aguas residuales son de velocidades bajas, antiobstrucciones (capaces de desintegrar sólidos); por lo general de tipo de flujo axial (propulsor) [figura 13.1(b)].
Bomba recíproca	Bajo	Media	Bombas para fluidos muy viscosos; para pozos y sondeos; fugas inevitables; ineficientes.
Bomba de impulso por aire	Bajo	Baja	Recuperación de aguas subterráneas de pozos deformados con grandes cantidades de arena y limo; ineficientes.
Bomba de chorro	Bajo	Media	Combinadas con bombas centrífugas; extracciones de pozos de sondeo; ineficientes.
Bomba de tornillo	Alto	Baja	Principio del tornillo de Arquímedes; bajas velocidades; para bombear lodos activados o líquidos con <i>flocs</i> .
Bomba de rotor helicoidal	Bajo	Baja	Bombas de desplazamientos positivos con rotores helicoidales y elementos estatores; utilizadas para aguas residuales o líquidos con material en suspensión; bombeo de pozos para suministro de agua.

**Tabla 13.2** Velocidades específicas para bombas rotodinámicas

Tipo	Velocidad específica ( $\text{rev min}^{-1}$ )
Flujo radial (i) velocidad baja	300 – 900
(ii) velocidad media	900 – 1500
(iii) velocidad alta	1500 – 2400
Flujo mixto	2400 – 5000
Flujo axial	3400 – 15 000

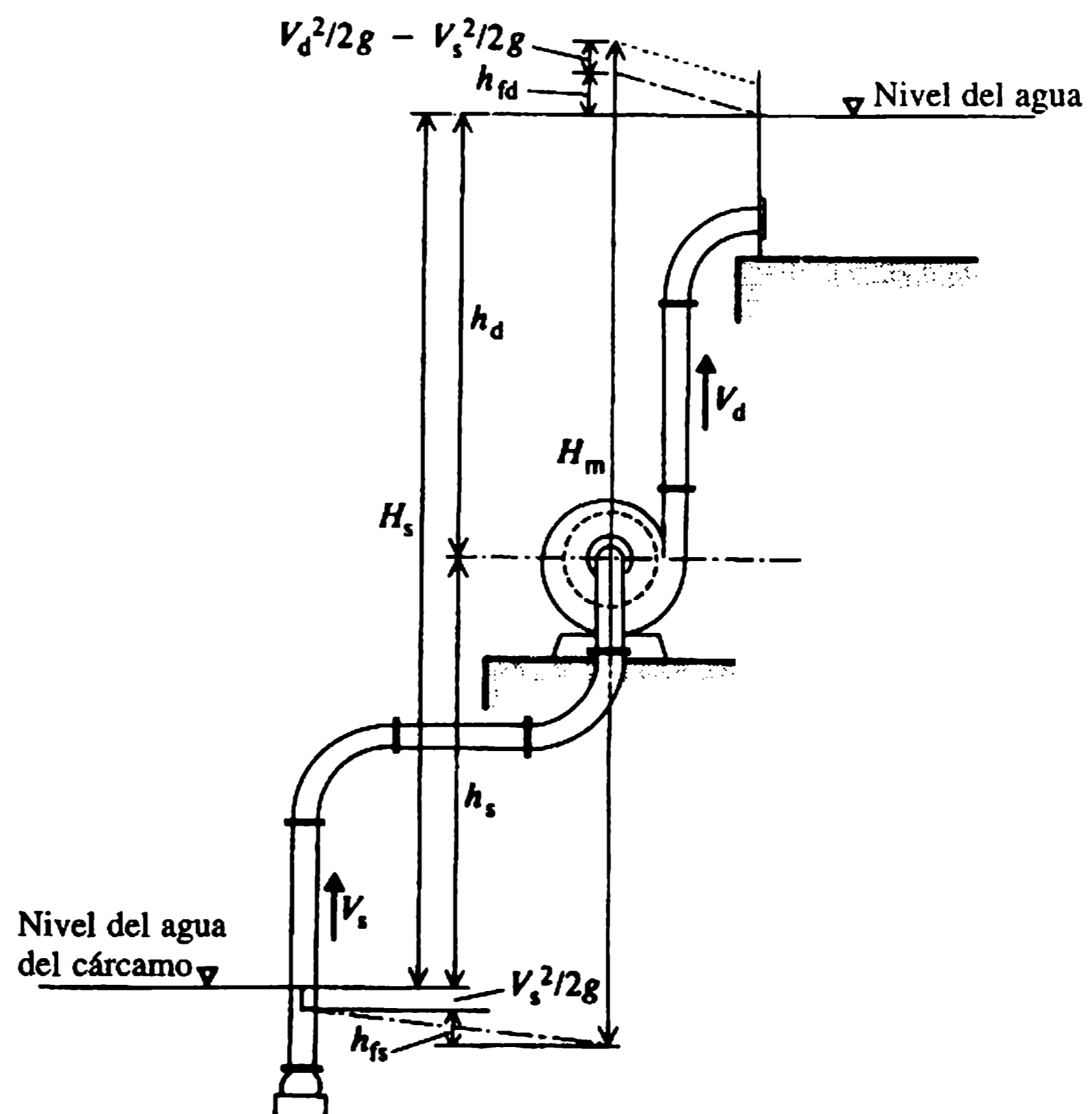
velocidades en las tuberías de succión y de entrega;  $h_{fs}$  y  $h_{fd}$  son respectivamente las pérdidas de cabeza en dichas tuberías (fricción, válvulas, codos, etc.);  $h_s$  y  $h_d$  son las cabezas de succión y entrega, cuya suma es la elevación estática total,  $H_s$ .  $H_m$  es la cabeza total (manométrica) que debe desarrollar la bomba para levantar el agua mediante ascenso estático.

Como se deduce de la figura 13.2, la cabeza manométrica puede escribirse como:

$$H_m = H_s + h_{fs} + h_{fd} + V_d^2/2g. \quad (13.2)$$

Si se ignora la cabeza de velocidad, la ecuación (13.2) puede describirse como:

$$H_m = H_s + h_{fs} + h_{fd}. \quad (13.3)$$

**Figura 13.2** Esquema para definiciones en una instalación de bombeo.

Si se consideran las pérdidas en el impulsor, se afecta la eficiencia (eficiencia manométrica) de la bomba. La cabeza total que la bomba debe desarrollar para superar las pérdidas en el impulsor y en el sistema (en las tuberías y en los accesorios) al elevar el agua una altura estática determinada está dada por:

$$H = H_m / \eta \quad (13.4)$$

donde  $\eta$  es la eficiencia manométrica de la bomba.

Las características de la bomba, tales como la relación caudal-cabeza total, la eficiencia y la potencia para la velocidad de rotación de diseño, se obtienen de los fabricantes. Algunas veces se requiere que las bombas operen bajo velocidades variables (debido a demandas variables) y las características correspondientes cambian considerablemente. Para un intervalo razonable de velocidades de operación se puede evaluar el desempeño con la ayuda de curvas de nivel (curvas de igual eficiencia).

Si se utiliza el criterio de similitud dinámica, el caudal y la cabeza correspondiente que una bomba puede desarrollar con velocidad variable pueden escribirse como:

$$Q_2 = Q_1(N_2/N_1) \quad (13.5)$$

y:

$$H_2 = H_1(N_2/N_1)^2. \quad (13.6)$$

Si la demanda para bombeo varía (por ejemplo por las diferencias del caudal durante el día en una estación de bombeo de aguas residuales), se operan varias bombas en un arreglo en 'paralelo' poniendo en operación un número de bombas de acuerdo con el nivel en el pozo de succión (cárcamo). Para bombear contra grandes cabezas (bombeo de excavaciones profundas) se opera en 'serie', es decir, el agua de la primera bomba (impulsora) se envía a la toma de la segunda bomba, y así sucesivamente. Una bomba con impulsores en serie también se denomina bomba multietapa o de elevación múltiple. Todas las bombas en un sistema en serie deben operar con simultaneidad.

### 13.2.5 LOCALIZACIÓN DE LAS BOMBAS (ELEVACIÓN DE SUCCIÓN)

La aplicación de la ecuación de Bernoulli en la figura 13.2 entre el nivel del agua en el sumidero y la toma de la bomba (impulsor) arroja:

$$p_s/\rho g = p_a/\rho g - (h_s + h_{fs} + V_s^2/2g). \quad (13.7)$$

La ecuación (13.7) indica que la presión en la bocatoma de la bomba,  $p_s$ , es menor que la presión atmosférica,  $p_a$ , y si esa presión negativa excede la presión del vapor ocurre cavitación. Para evitar la cavitación (de lo contrario baja la eficiencia y se daña el impulsor) la cabeza de succión,  $h_s$ , está limitada a que la presión en la bocatoma sea igual a la presión de vapor permitida  $p_v$ . También se toman otras me-

didadas como minimizar las pérdidas de cabeza (escogiendo mayores diámetros y longitudes más cortas en las tuberías de succión sin válvulas reguladoras).

La máxima cabeza de succión (localización de la bomba) está dada entonces por:

$$h_s \leq (p_a - p_v)/\rho g - (h_{fs} + V_s^2/2g). \quad (13.8)$$

De acuerdo con la ecuación (13.7), la cabeza de succión positiva neta CSPN (NPSH, en inglés), puede escribirse como:

$$(p_s - p_v)/\rho g = CSPN = (p_a - p_v)/\rho g - (h_s + h_{fs} + V_s^2/2g) \quad (13.9)$$

y se encuentra que el número de cavitación de Thoma,  $\sigma$ , dado por la ecuación (4.14):

$$\sigma = CSPN/H_m, \quad (13.10)$$

está relacionado con la velocidad específica. Los valores de CSPN son suministrados por los fabricantes de las bombas.

Al definir la velocidad específica de succión,  $N_{ss}$ , como:

$$N_{ss} = NQ^{1/2}/(CSPN)^{3/4} \quad (13.11)$$

el número de cavitación,  $\sigma$ , está dado por:

$$\sigma = (N_s/N_{ss})^{4/3}. \quad (13.12)$$

Las velocidades específicas de succión para la mayoría de las unidades de tipo centrífugo y axial (propulsor) están entre 4700 y 6700. Se sugiere que el número de cavitación crítico,  $\sigma_c$ , para evitar la cavitación sea (de pruebas en modelos):

$$\sigma_c = 0.103(N_s/1000)^{4/3} \quad (13.13)$$

Las unidades electro-sumergibles, que tienen amplio uso en la actualidad, eliminan la necesidad de la tubería de succión y se evitan los problemas de cavitación y refrigeración.

### 13.2.6 CEBADO DE LA BOMBA

Antes de arrancar una bomba de tipo centrífuga, tanto la bomba como su tubería de succión deben estar llenas de agua. Si la bomba está localizada por debajo del nivel del agua en el cárcamo, siempre se cumple esa condición; en caso contrario, el aire en la bomba y en la tubería de succión debe expulsarse y remplazarse por agua, es decir 'cebarse'. Una válvula de pie de tipo (sin retorno) en el extremo de succión, junto con un aireador en la carcasa en espiral de la bomba, ayuda al proceso de cebado. En el comercio están disponibles unidades de bombas autocebantes que no necesitan cebado externo.

## 13.3.1 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA, PUNTO E INTERVALO DE OPERACIÓN

## 13.3 Diseño de tuberías en sistemas de bombeo

El diseño eficiente de una estación de bombeo depende en gran medida del sistema de tuberías utilizado para conducir el flujo. La fricción y otras pérdidas en el sistema, que son una función del caudal, deben ser superadas por la bomba, cuyo desempeño está interrelacionado con las características de la tubería externa (sistema).

La característica de la bomba para una velocidad dada,  $N$ , es función del caudal y se puede escribir como:

$$H = AQ^2 + BQ + C \quad (13.14)$$

donde  $A$ ,  $B$  y  $C$  son coeficientes que pueden evaluarse a partir de su curva  $Q(H)$ .

La curva del sistema se escribe como:

$$H = H_s + H_m + H_f \quad (13.15)$$

donde  $H_m$  y  $H_f$  son las pérdidas menores y mayores del sistema respectivamente, las cuales pueden expresarse como  $KQ^2$ , donde  $K$  es el coeficiente apropiado de pérdida. La solución de las ecuaciones (13.14) y (13.15) (ya sea en forma analítica o en forma gráfica – figura 13.3) es el punto de operación de la instalación en el que la bomba suministra el caudal requerido. Es importante que el punto de operación coincida con la eficiencia pico de la bomba para que su operación sea económica. Para caudales variables, la unidad puede regularse en un intervalo de operación a costa de la cabeza. Sin embargo, la extensión del intervalo de operación puede tener que limitarse a aquel con eficiencias de la bomba razonablemente altas.

## 13.3.2 SELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA

El diámetro óptimo posible de un sistema de tuberías para una unidad de bombeo depende de las características del sistema. En la figura 13.4 se muestran varios sistemas de tuberías que se pueden considerar como ajustados a las características de

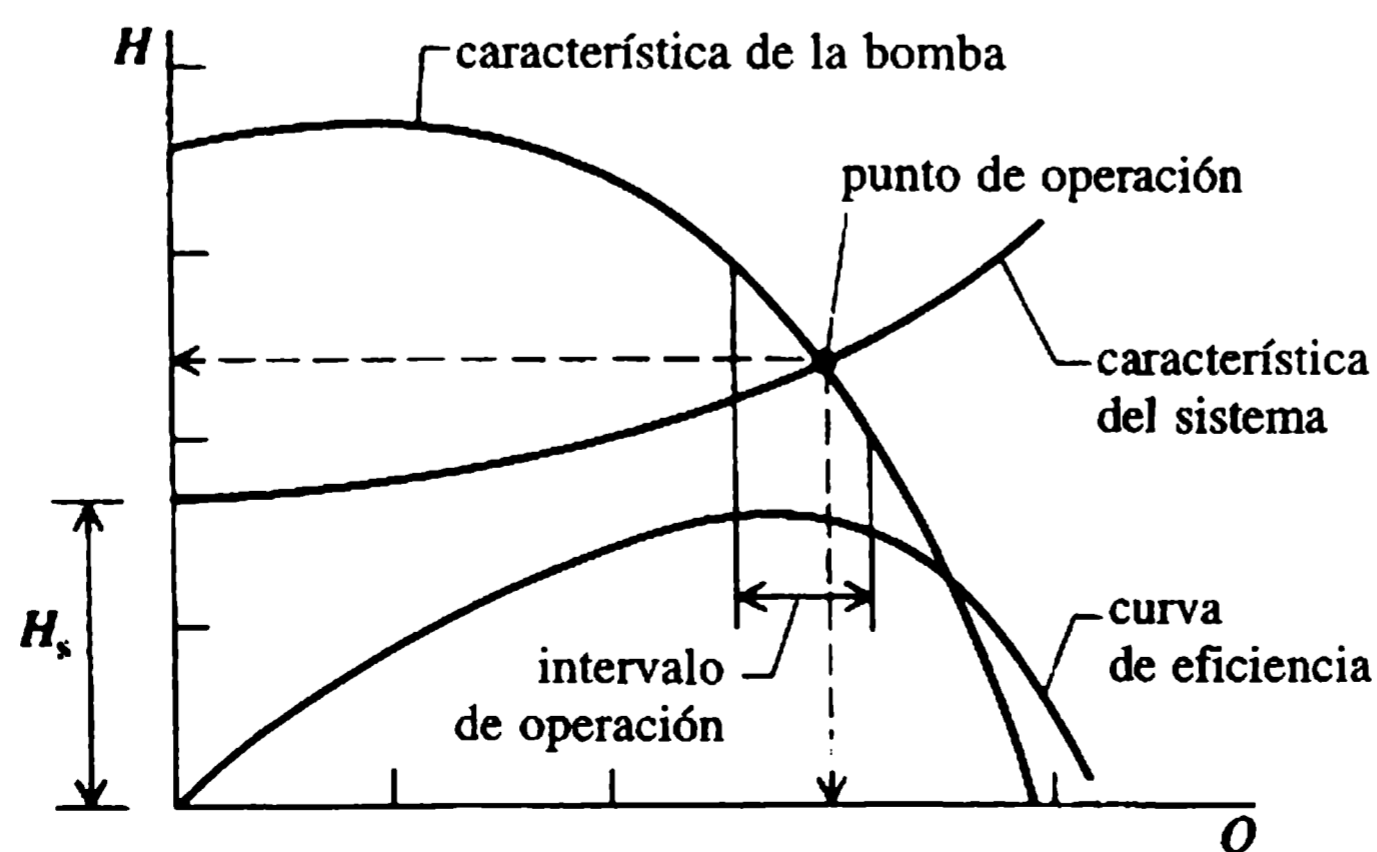
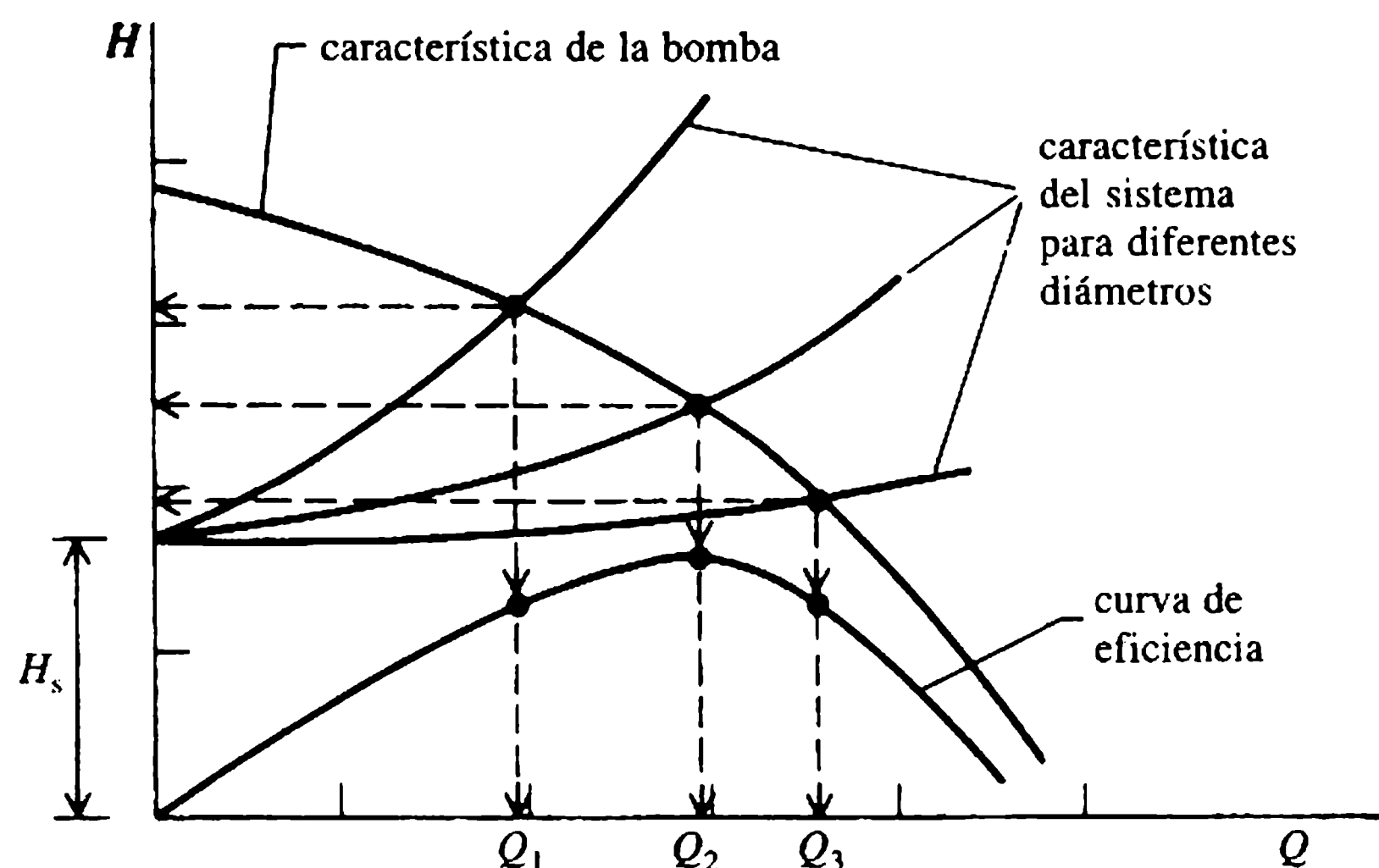


Figura 13.3 Características de la bomba-tubería.





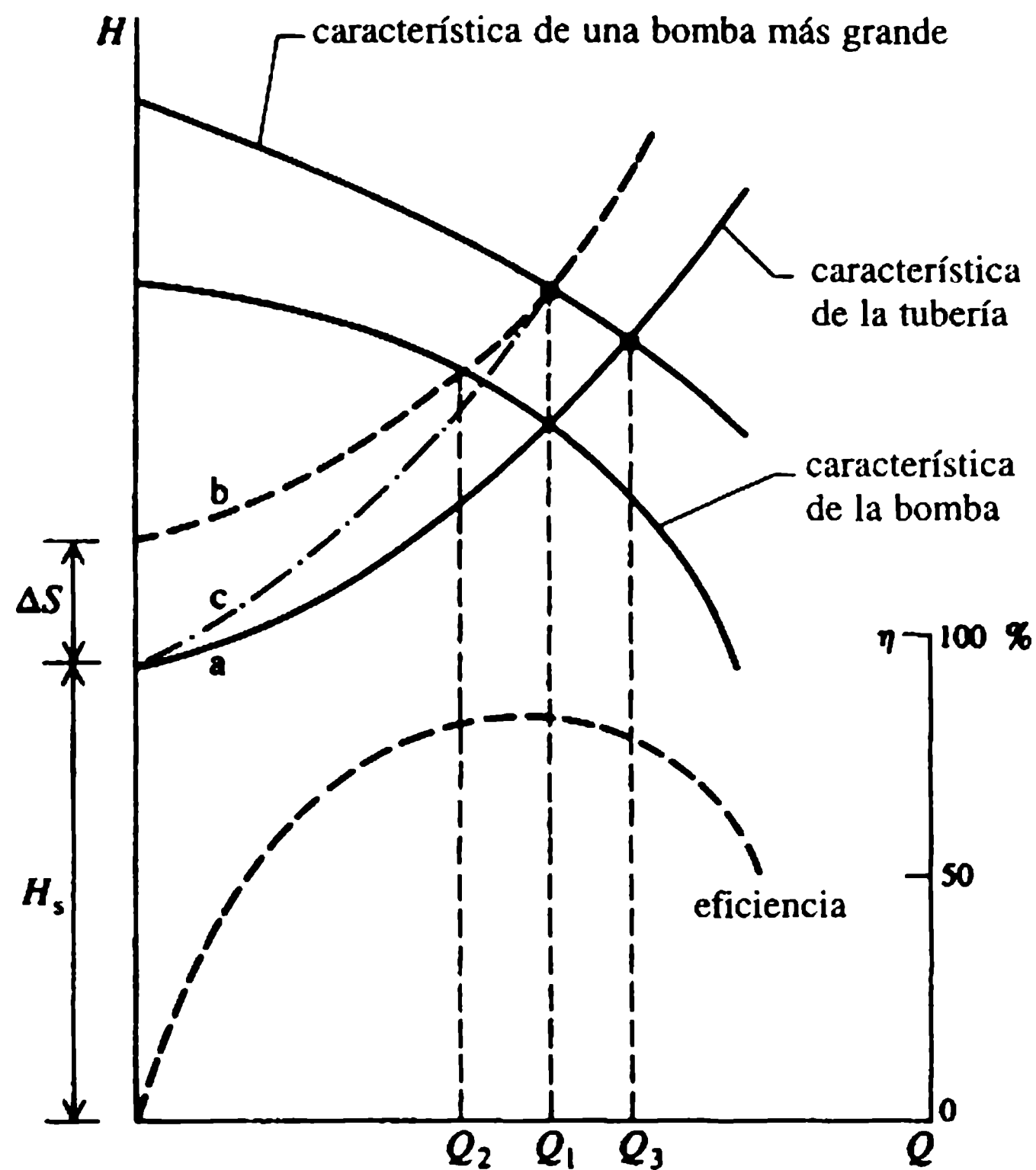
**Figura 13.4** Selección de diámetro de un sistema de tubería.

la bomba. Se debe notar que cada punto de operación corresponde a una eficiencia particular de la bomba, y la selección del sistema depende bastante de los requerimientos de caudal y cabeza y de la eficiencia de la bomba.

### 13.3.3 VARIACIONES EN EL NIVEL DEL CÁRCAMO, DEMANDA DE BOMBEO Y PÉRDIDAS POR FRICCIÓN

Durante el periodo de operación de un sistema de bombeo la demanda puede aumentar o disminuir; el nivel del agua en el cárcamo puede cambiar (variaciones en el nivel de un pozo) y la rugosidad de las paredes de la tubería pueden incrementarse con el tiempo; incluso pueden ocurrir obstrucciones parciales en la tubería de succión (obstrucción en la rejilla del pozo).

Un sistema diseñado primero con características (a) correspondientes a un caudal  $Q_1$  se muestra en la figura 13.5. Si el nivel freático en el pozo, por ejemplo, disminuye en una cantidad  $\Delta S$  (periodo seco) la curva del sistema cambia a (b), suministrando un caudal reducido  $Q_2$ . Una bomba más grande con características diferentes  $Q(H)$  puede ser necesaria para mantener el caudal original  $Q_1$  con las nuevas características del sistema. Si las condiciones regresan a las normales (es decir,  $\Delta S=0$ ; periodo húmedo) la curva del sistema original (a) controla la operación, produciendo un caudal  $Q_3 > Q_1$ . Si no hay facilidades disponibles de almacenamiento para el agua adicional, la bomba puede regularse y cambia la curva del sistema a (c), reduciéndose entonces el caudal a  $Q_1$ ; se incurre en ciertas pérdidas de energía que, de ser posible, deberán evitarse. Para una operación continua de una estación de bombeo, las unidades deben funcionar con una eficiencia tan alta como sea posible, para minimizar los costos de operación de la estación.



**Figura 13.5** Características de la tubería y la bomba variando los niveles del cárcamo.

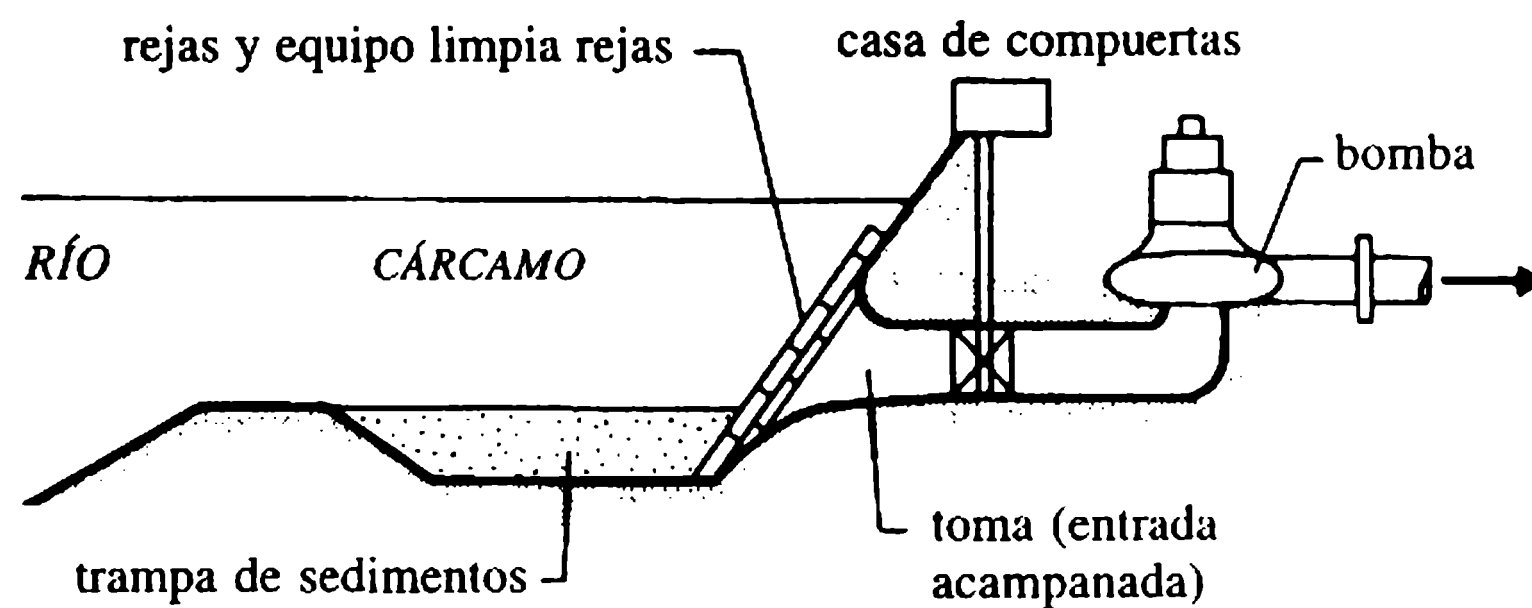
## 13.4 Clasificación de estaciones de bombeo y bocatomas

### 13.4.1 ABSTRACCIÓN DE FUENTES SUPERFICIALES

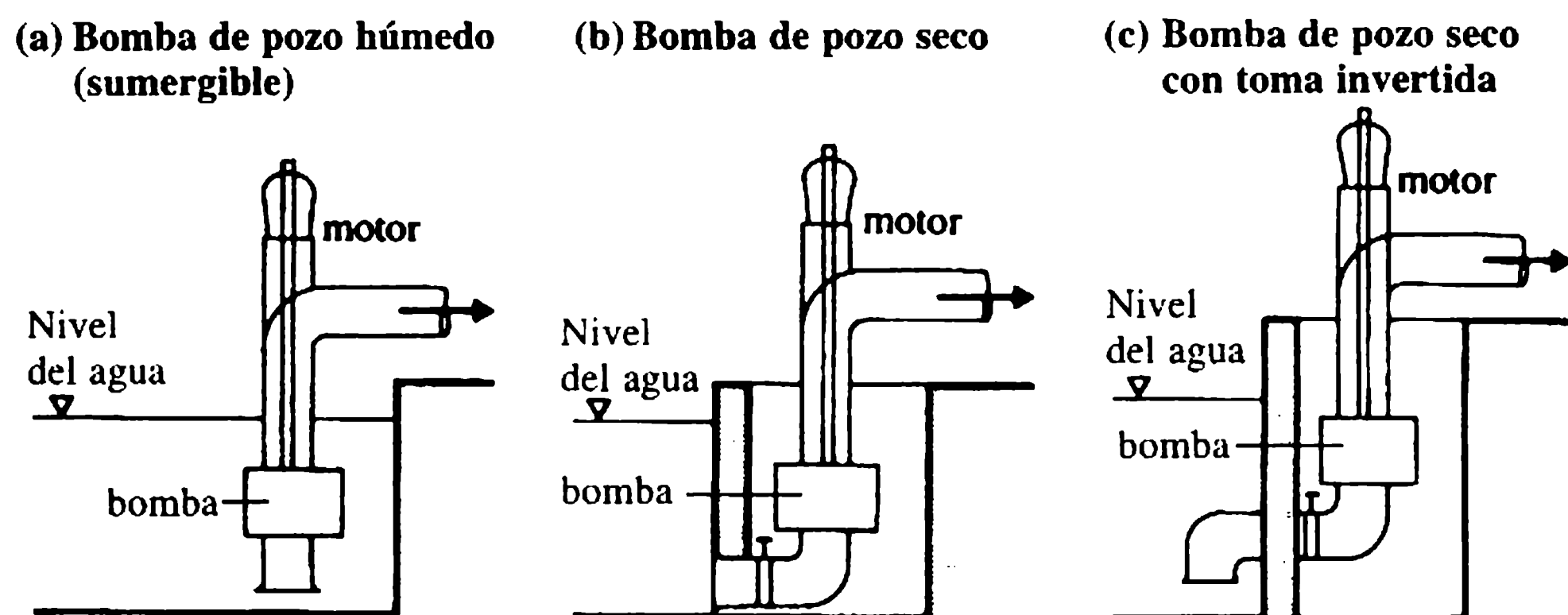
Una estación de bombeo se alimenta de una fuente superficial abierta como un canal, un río o un embalse, y a menudo a través de un cárcamo y una bocatoma. Como los niveles de agua varían en un intervalo amplio, el sedimento puede entrar al cárcamo y a la bocatoma. En general, se colocan trampas de sedimentos y rejillas (para atrapar desechos flotantes) (figura 13.6). La estación probablemente tendrá también múltiples bombas (incluidas unidades auxiliares) que proveen los cambios en los niveles del cárcamo.

### 13.4.2 SUMINISTRO DE AGUA DE PLANTAS DE TRATAMIENTO

En ausencia de flujo por gravedad, el agua tratada abastece a una red de distribución o a un tanque de almacenamiento elevado mediante una estación de bombeo. El agua libre de sedimentos y desechos se conduce ya sea a un cárcamo húmedo o seco (sin rejillas o trampas) desde el cual se bombea a la red (bombas elevadoras) o a otro tanque de almacenamiento. Las posibles disposiciones del cárcamo se muestran en la figura 13.7.



**Figura 13.6** Bocatoma de un río (Prosser, 1977).



**Figura 13.7** Instalaciones de bombeo con pozos húmedos y secos (cárcamo). Nótese que la localización óptima de la bomba en el pozo seco está por debajo del nivel del agua.

La disposición de pozo húmedo [figura 13.7 (a)] es simple, económica y de amplio uso. Son preferibles las bombas instaladas por debajo del nivel del agua (sumergibles) (reducen la elevación de succión y no necesitan cebado) pero involucran problemas de mantenimiento. La disposición de un pozo seco [figura 13.7 (b)] es más confiable debido a la facilidad de acceso para el mantenimiento de la bomba en cualquier momento.

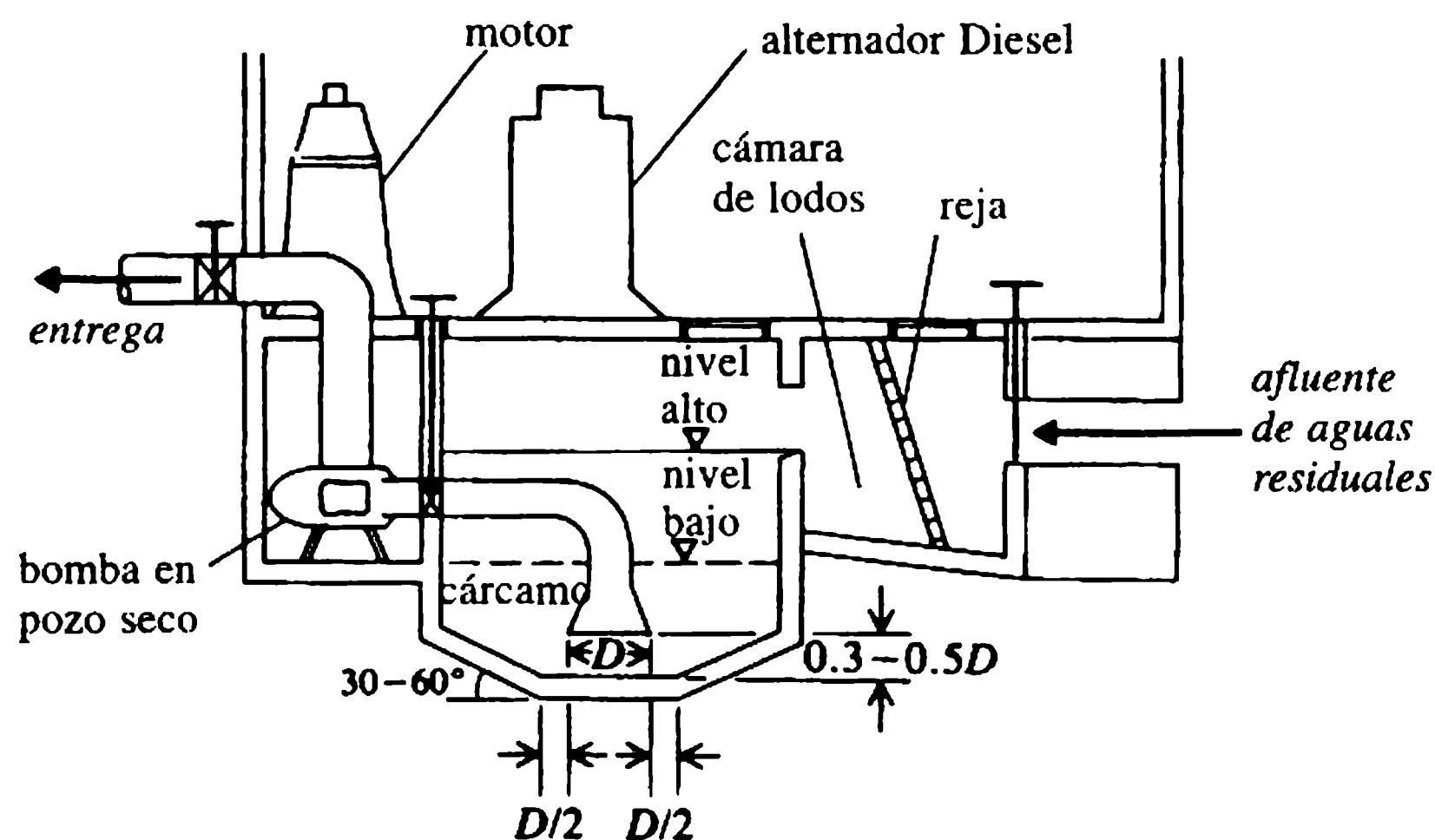
Una entrada acampanada en la tubería de succión de la bomba suprime la separación del flujo y asegura el flujo uniforme a través de la sección transversal de la bocatoma. La entrada acampanada volteada hacia abajo [figura 13.7 (c)] permite niveles de agua más bajos en el cárcamo que una toma horizontal [figura 13.7 (b)] y es menos propensa a la formación de vórtices (sección 13.5).

#### 13.4.3 INSTALACIONES DE BOMBEO PARA AGUAS LLUVIAS

Se recomienda colocar rejillas gruesas y una disposición de pozo húmedo para este tipo de instalaciones de bombeo. Puesto que la operación de la bomba es intermitente, es posible el mantenimiento durante los periodos secos. Arreglos similares se utilizan en instalaciones de desecación y drenaje de suelos.

#### 13.4.4 BOMBEO DE AGUAS RESIDUALES (SIN TRATAR) HACIA PLANTAS DE TRATAMIENTO

El tamaño del cárcamo de la bomba se diseña para mantener las velocidades suficientes del flujo de aproximación a fin de mantener el material sólido en suspensión. Se deben evitar áreas estancadas o esquinas. Un pozo seco con una entrada acampanada hacia abajo es el tipo más apropiado de cárcamo; en la figura 13.8, se muestra una sección usual de tal disposición.



**Figura 13.8** Cárcamo y bocatoma para el bombeo de aguas residuales.

De ser posible se debe evitar el paso de las aguas residuales por rejillas antes del bombeo, ya que dicho equipo requiere mantenimiento regular con costos adicionales para la disposición de los desechos. Para el bombeo de las aguas residuales sin tratamiento, son convenientes estaciones de bombeo pequeñas (bombas hasta de 200 mm de diámetro) preferiblemente con dos unidades de bombas. Existen bombas con un diseño de impulsor apropiado para pasar casi todos los sólidos que pueden entrar a la boquilla acampanada de succión (Prosser, 1992) (sección 13.6).

#### 13.4.5 ABSTRACCIÓN DE POZOS

De ordinario, las instalaciones son del tipo de pozo húmedo con las bombas localizadas dentro de los pozos. En pozos profundos, se utilizan bombas multietapas especiales, mientras que para pozos poco profundos, las bombas se pueden ubicar al nivel del terreno. Para prevenir la entrada de arena al sistema es esencial instalar rejillas en el pozo. En general, las bombas de pozos profundos son menos voluminosas (alrededor de 100-400 mm de diámetro) para adaptarse al diámetro de los pozos de 150-600 mm.

### 13.5 Diseño del cárcamo

El aspecto más importante del diseño de una instalación de bombeo es el pozo de succión (cárcamo), con una buena toma (entrada a la tubería de succión). En el caso de una sumersión poco profunda de la toma, a menudo se observa la formación de un vórtice local en la superficie del agua. Esta situación puede también surgir si el volumen de agua en el cárcamo es inadecuado, en cuyo caso el arranque repentino de la bomba disminuye la superficie del agua. De igual forma, repentinos gradientes de velocidad fuertes, velocidades altas, cambios repentinos con la dirección del flujo a medida que el agua entra a la toma acampanada en el cárcamo y varias bombas colocadas a lo largo de un cárcamo angosto con un afluente en un extremo también agravan la formación de vórtices.

Los vórtices incorporan grandes cantidades de aire en la tubería de succión de la bomba, lo cual puede causar una caída en la eficiencia y vibraciones estructurales e incrementar el daño debido a la corrosión en la bomba y sus accesorios.

Un buen diseño del cárcamo debe, por tanto, evitar la formación de vórtices, situación que se puede lograr al dirigir el flujo uniformemente a través del ancho del cárcamo con una velocidad de aproximación cercana a  $0.3 \text{ m s}^{-1}$  y evitar expansiones bruscas de las paredes laterales y grandes zonas de estancamiento en el cárcamo (minimizando el flujo en remolino de gran escala). Para relaciones de expansión más grandes (área en la salida/área en la entrada  $> 2$ ) se pueden colocar álabes para distribuir uniformemente el flujo. La toma de la bomba debe localizarse en la dirección del flujo de aproximación si es posible. Tomas múltiples del mismo cárcamo deben separarse con paredes divisorias (para minimizar la interferencia). El dispositivo más efectivo para la supresión de los vórtices en la superficie libre consiste en un enrejado horizontal, instalado cerca de 100 a 150 mm por debajo del nivel del agua. Otros dispositivos como balsas flotantes, jaulas de rejas y muros cortina también se han utilizado como supresores de vórtices. La construcción de una entrada en forma acampanada [figura 13.9(a)] en la toma de la tubería de succión minimiza las pérdidas a la entrada y facilita un flujo axial suave. Algunos esquemas de cárca-mos típicos de buen diseño (Prosser, 1977) se muestran en las figuras 13.9(b)–13.9(e).

Para bocatomas con condiciones de flujo de aproximación apropiadas (sin dispositivos de supresión de vórtices) la sumersión mínima requerida puede escribirse como:

$$h/d = a + bFr_d \quad (13.16)$$

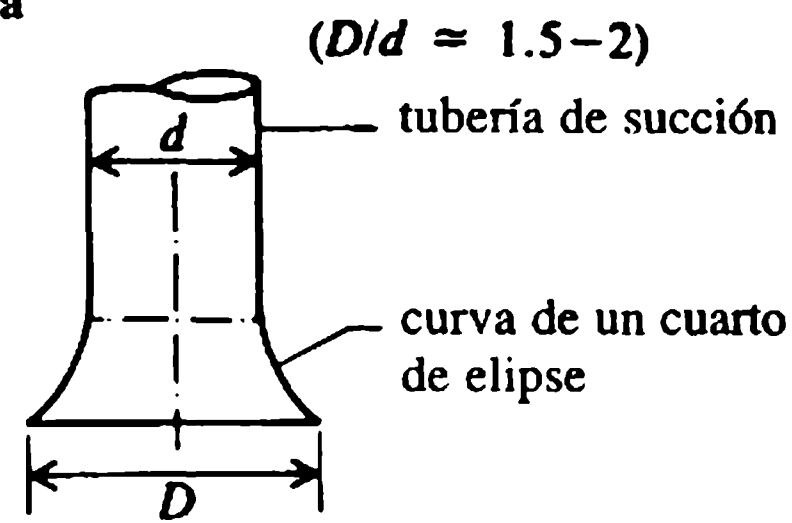
donde  $h$  es la profundidad de sumersión al centro de la tubería de entrada de diámetro,  $d$ ,  $Fr_d [= V/(gd)^{1/2}]$ , donde  $V$  es la velocidad en la tubería de entrada] es el número de Froude y  $a = 0.5 - 1.5$  y  $b = 2 - 2.5$  (Knauss, 1987). Para números de Froude bajos ( $\leq 0.3$ , es decir, bocatomas de gran tamaño) se recomienda un valor de  $a$  de por lo menos 1.

El volumen mínimo del cárcamo para buenas condiciones de flujo depende también del máximo número permitido de arranques de la bomba en un tiempo dado. El arranque de un motor eléctrico genera considerable energía de calor en el motor y, por tanto, el número de arranques debe limitarse.

El mínimo volumen del cárcamo,  $V_{\min}$ , entre la parada y el arranque de una bomba simple está dado por:

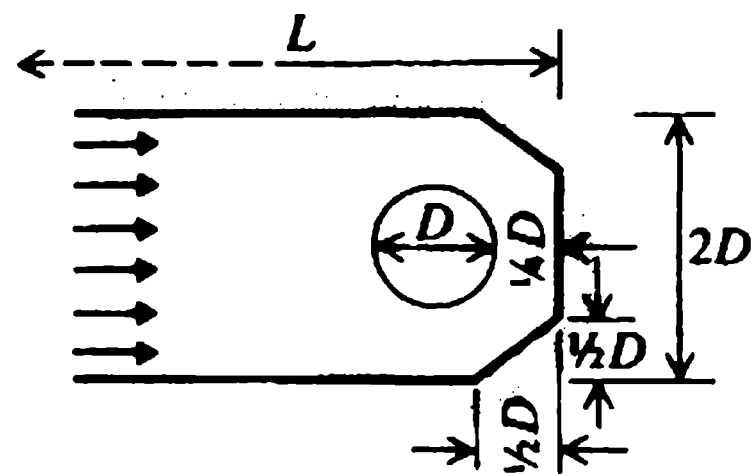
$$V_{\min} = Q_p T/4 \quad (13.17)$$

(a) Una entrada acampanada

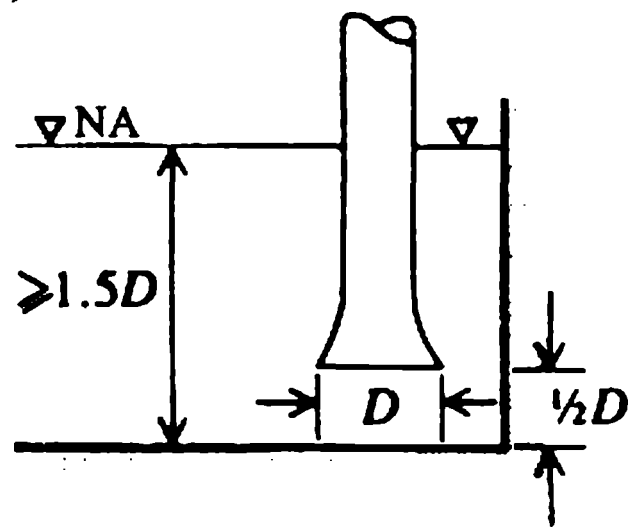


(b) Disposición de pozo húmedo con una bomba única

(i) Planta



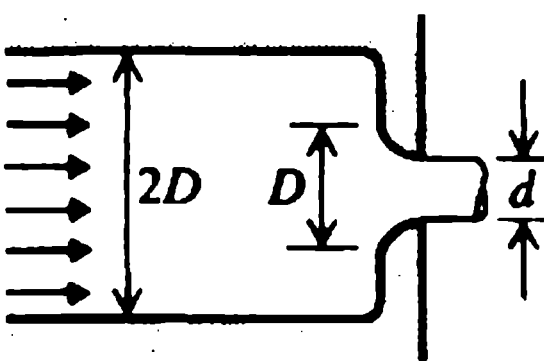
(ii) Perfil



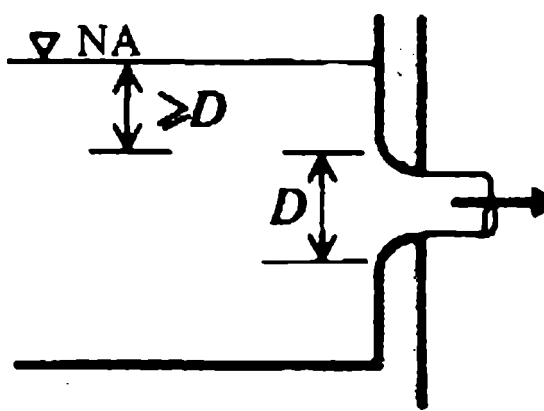
(longitud mínima de aproximación,  $L = 5D$ )

(c) Disposición de una bomba única y pozo seco

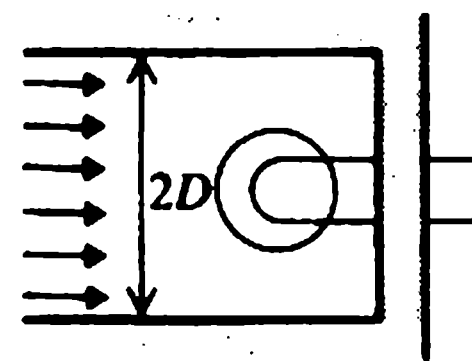
(i) Planta (toma horizontal)



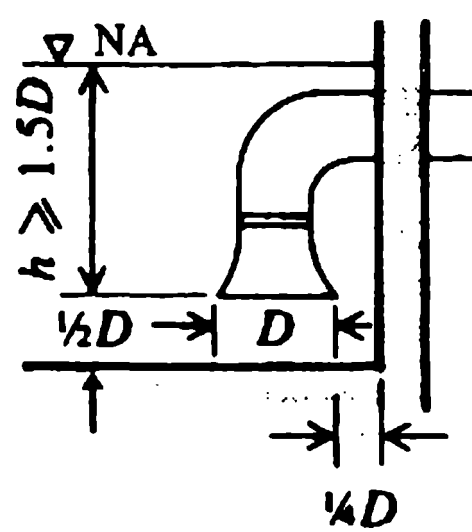
(ii) Perfil



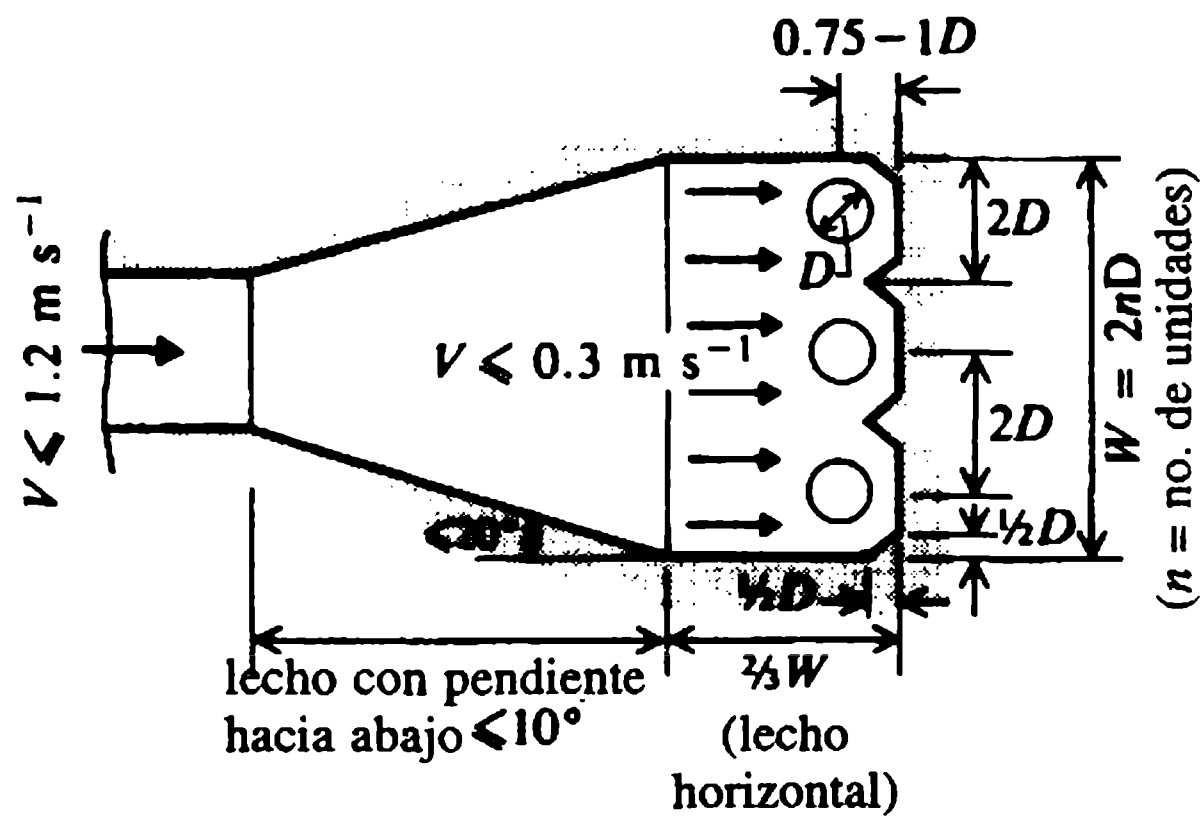
(i) Planta (entrada acampanada hacia abajo)



(ii) Perfil



(d) Aproximación abierta al cárcamo (planta): pozo húmedo



(e) Aproximación unificada al cárcamo (planta): pozo húmedo

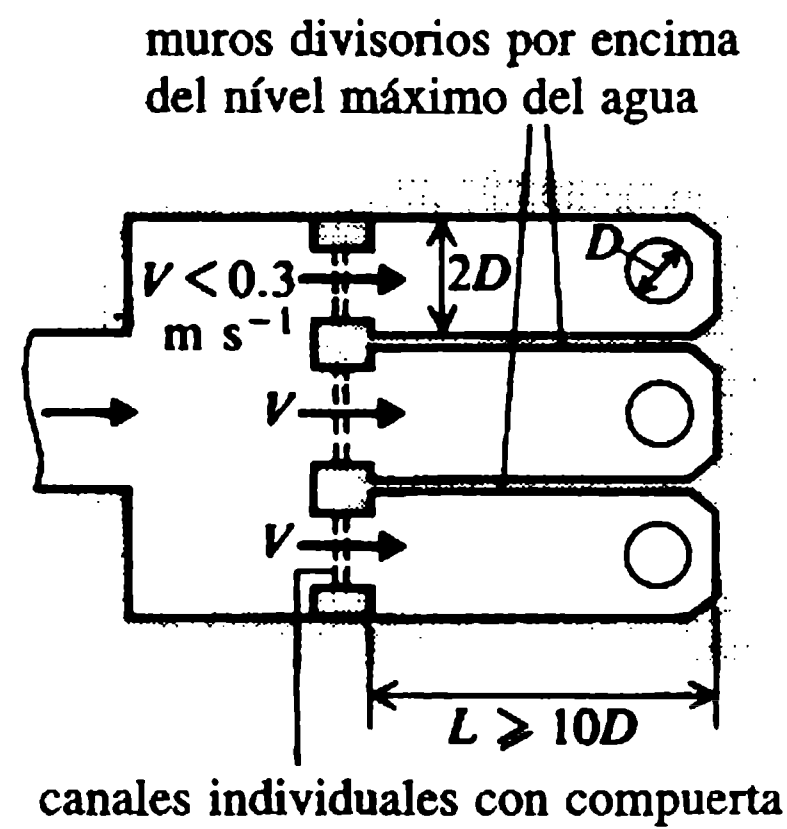


Figura 13.9 Diseños usuales de cárcamos recomendados (Prosser, 1977).



donde  $Q_p$  es la tasa de bombeo y  $T$  es el tiempo entre arranques. La ecuación (13.17) entonces sugiere que para una frecuencia de 10 arranques por hora ( $T = 6$  min) el volumen mínimo es 1.5 veces la tasa de bombeo por minuto. Cuando se utilizan dos o más bombas los arranques normalmente se alternan y la ecuación (13.17) se aplica para la bomba más grande.

Para un multisistema se debe suministrar un volumen adicional de 0.15 veces el área en planta del cárcamo (en  $m^3$ ). Sin embargo, existen ciertas restricciones en el volumen máximo del cárcamo, por ejemplo, un problema de septicidad en los cárcamos de aguas residuales (BS, 1987).

### 13.6 Rejillas

Todas las estaciones de bombeo importantes (en especial de aguas residuales y de aguas lluvias) tienen que estar provistas de unas rejillas de barras que eviten la entrada de objetos grandes al pozo húmedo. Consisten en barras de acero espaciadas entre 20 y 40 mm con una relación de bloqueo (área de la barra/área total) entre 0.3 y 0.5. El espaciamiento debe ser mayor si las bombas pueden bombear sólidos (bombas de aguas residuales). También deben suministrarse artefactos mecánicos apropiados de limpieza de las rejillas (rastrillos). En general, los dispositivos de rejillas de barras se colocan formando un ángulo entre  $60^\circ$  y  $90^\circ$  con la horizontal y se debe incorporar una pérdida de cabeza de por lo menos 150 mm (sección 9.2) en su diseño hidráulico.

La presencia de rejillas incrementa la turbulencia (proporcional al tamaño de la barra) que puede causar condiciones de flujo indeseables si las rejillas están situadas muy cerca a la bomba. Cualquier remolino en el flujo puede reducirse mediante una rejilla o malla o incluso con un dispositivo en forma de panel de abeja. De manera alterna, se pueden utilizar divisores en la toma acampanada como un dispositivo anti-remolino.

### 13.7 Pendiente

Como es una práctica conveniente bombear todos los sólidos, su deposición en el piso o paredes del sumidero del pozo húmedo debe ser mínima. Esto se logra mediante una pendiente adecuada de los cárcamos de bombeo (autolimpiadores).

La pendiente debe ser empinada, con mínimo  $45^\circ$ ; si es posible, preferiblemente entre  $60^\circ$  y  $75^\circ$ . Debe extenderse hasta la toma de la bomba donde termina en un hoyo pequeño en el cual debe instalarse la entrada acampanada. Es aconsejable programar los controles de niveles de parada de manera que el nivel en el cárcamo se lleve al nivel mínimo posible a intervalos regulares (por ejemplo una vez al día).

### 13.8 Oleadas

Es esencial proteger las tuberías y las estaciones de bombeo contra las oleadas de presión (golpe de ariete) en el sistema debido al cierre o apertura de las válvulas, o a una falla repentina de energía que cause la parada de las bombas; para un tratamiento detallado del análisis del golpe de ariete el lector puede consultar a Jaeger (1957) y Novak (1983). Los efectos indeseables de las oleadas en los sistemas de estaciones de bombeo pueden controlarse con artefactos anti-golpe de ariete (volantes, cámaras de aire, etc.).

### 13.8.1 VOLANTES

Un volante acoplado con una estación de bombas proporciona una inercia adicional de manera que la bomba continúa rotando incluso después de un corte de energía, lo cual reduce los transientes de presión (análogos a un cierre de válvula lento).

La tasa de cambio de velocidad de una bomba está dada por:

$$dN/dt = 900\rho gQH/\pi^2 IN\eta \quad (13.18)$$

donde  $I$  es el momento de inercia de las partes rotantes de la bomba y el motor y  $\eta$  es la eficiencia de la bomba con caudal  $Q$ , cabeza  $H$  y velocidad  $N$ . Este método de brindar protección sin equipo auxiliar se recomienda en instalaciones pequeñas.

### 13.8.2 DESVIACIONES Y VÁLVULAS DE ALIVIO DE PRESIÓN

Cuando se para de repente una bomba, se desarrolla una onda de baja presión en la tubería de conducción y una onda de alta presión en la tubería de succión, lo que genera una descarga del lado de succión al lado de descarga a través de una válvula de no retorno (figura 13.10) en la desviación. Además (o alternativamente) se pueden instalar válvulas de alivio de presión y válvulas de entrada de aire al sistema de tuberías.

### 13.8.3 ALMENARAS Y CÁMARAS DE AIRE

En las estaciones de bombeo, en contraste con una central hidroeléctrica, no es en general factible construir una almenara abierta para suprimir las oleadas. En su lugar, se instala un tanque de aire cerrado y su compresor cerca de la bomba. Cuando se presenta un transiente negativo debido al bombeo 'se activa' la cámara de aire suministrando agua a presión a la tubería, para reducir así la caída de presión. En el caso contrario, admite agua cuando la bomba se abre, es decir, en condiciones de transientes positivos.

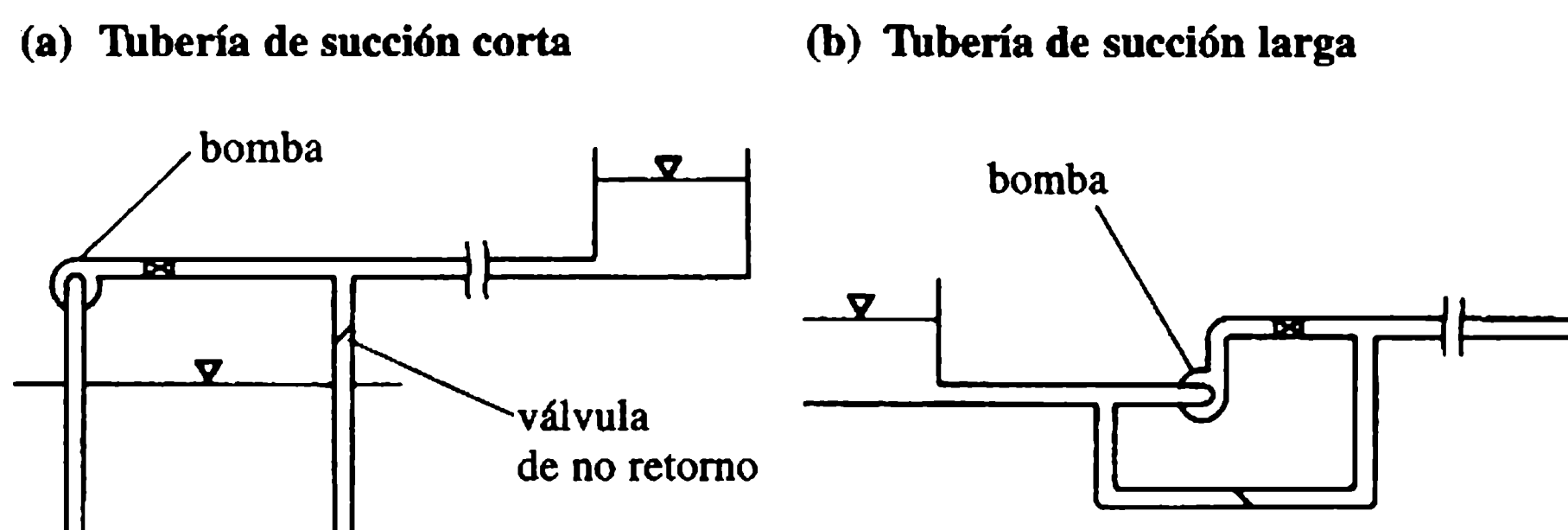


Figura 13.10 Dispositivos de desviación.

Entre la bomba y la cámara de aire (figura 13.11) se dispone una válvula de cheque, la cual se cierra rápidamente después de fallas de energía puesto que la bomba, durante su desaceleración, no puede rendir con la cabeza mantenida por la cámara de aire. El aire comprimido liberado se activa cuando se alcanzan los máximos y mínimos predeterminados en la cámara de aire.

De manera análoga con operaciones de almenaras, la solución simplificada de las ecuaciones dinámicas y de continuidad para el cierre repentino de un tanque de aire ( $Q=0$ ; para el cierre de una válvula de cheque) sin pérdidas de entrada y variación isotérmica lenta de la presión arroja:

$$H = H_0 \pm Q_0(LH_0/gAV_0)^{1/2}. \quad (13.19)$$

donde el signo positivo se toma para  $H_{\text{máx}}$  y el signo negativo para  $H_{\text{mín}}$ , y el subíndice '0' se refiere a las condiciones de estado permanente.

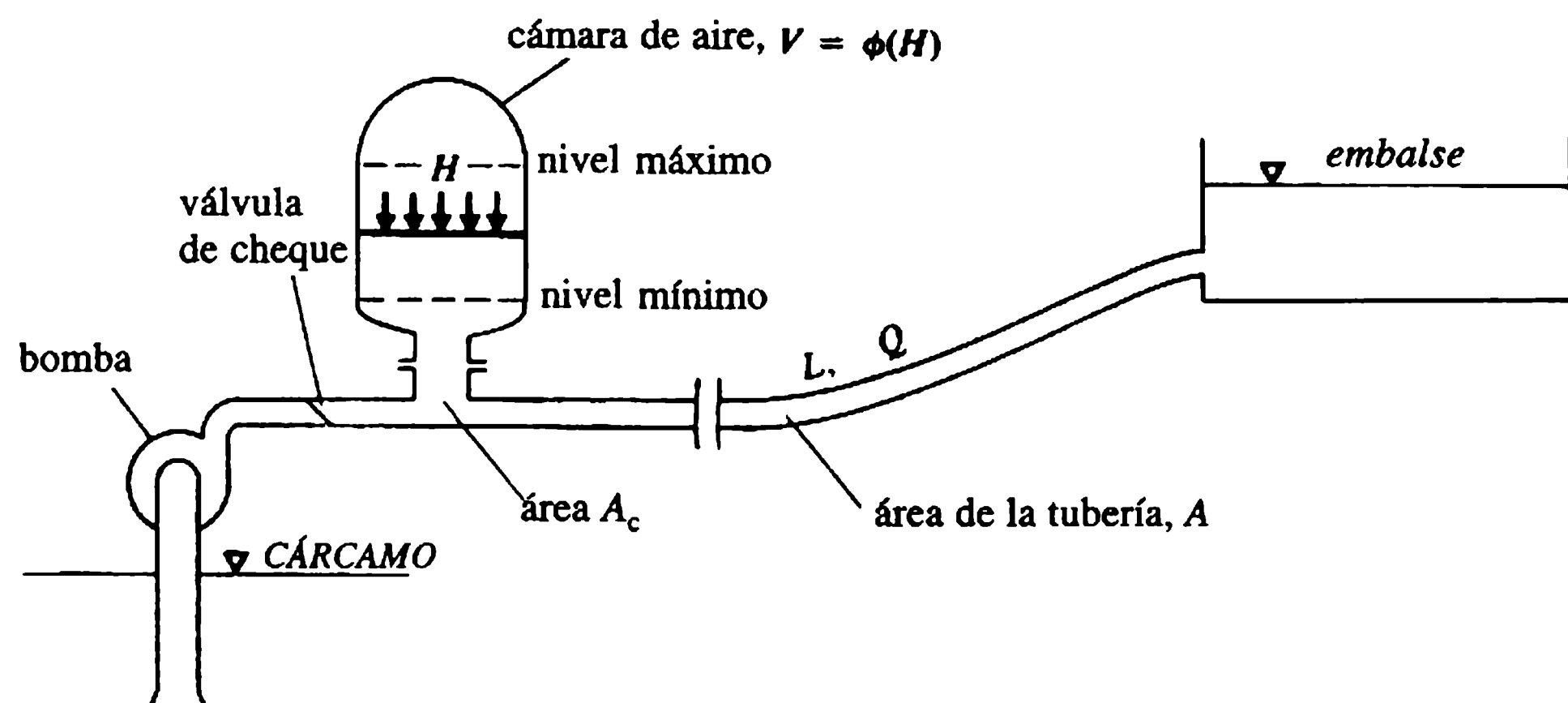
Existen diagramas de diseño basados en el supuesto de cierre completo, en una relación de pérdidas de cabeza a la entrada de la cámara de aire con ambas direcciones de 2.5 en la base de la cámara de aire y en una ley de los gases de  $HV^{1.2} = \text{constante}$ . Las oleadas adimensionales respecto de un coeficiente de pérdida total de cabeza  $K_s$  para un flujo hacia la cámara de aire de 0.3 se muestran en la figura 13.12. Se dispone también de diagramas de diseño similares para otros valores de  $K_s$ .

$H_0$  y  $v_0$  son respectivamente, las cabezas de presión en la cámara de aire y la velocidad en la tubería para el estado permanente y  $V_0$  es el volumen de aire correspondiente en la cámara de aire.

Para una tubería dada (diámetro  $D$ , longitud  $L$  y espesor de la pared  $e$ ) y caudal  $Q_0$  la celeridad de la onda de presión  $a$  se calcula con:

$$a = 1/[\rho(1/K + D/eE)]^{1/2} \quad (13.20)$$

donde  $\rho$  es la densidad del agua ( $1000 \text{ kg m}^{-3}$ ),  $K$  es el módulo de elasticidad volumétrico del agua ( $\approx 2 \times 10^9 \text{ N m}^{-2}$ ) y  $E$  es el módulo de Young del material de la tubería (para acero,  $E \approx 2 \times 10^{11} \text{ N m}^{-2}$ ).



**Figura 13.11** Esquema de una cámara de aire.

El parámetro  $2\rho'$  está dado por:

$$2\rho' = av_0/gH_0 \quad (13.21)$$

y el coeficiente de pérdida de cabeza  $K_s$  por:

$$K_s = (P + R')v_0^2/H_0 \quad (13.22)$$

donde  $P$  es el término de pérdidas de fricción en  $P_0 = Pv_0^2$  (figura 12.20) y  $R'$  es el término de pérdida de cabeza a la entrada (regulada) a la cámara de aire, dado por:

$$R' = k(A/c_c A_c)^2/2g, \quad (13.23)$$

en donde  $k$  es el coeficiente de pérdida de cabeza a la entrada,  $A$  es el área de la tubería,  $A_c$  es el área regulada (a la entrada) y  $c_c$  es el coeficiente de contracción.

Al seleccionar  $H_{\text{máx}}$  y  $H_{\text{mín}}$ , se pueden encontrar valores apropiados de  $K_s$ ,  $R'$  y  $V_0$  (de  $2V_0a/Q_0L$ ), y determinar el volumen requerido de la cámara de aire  $V > V_{\text{máx}} [=V_0(H_0/H_{\text{mín}})^{1/2}]$ . Es más práctico escoger  $H_{\text{máx}}$  y  $K_s$  y para valores conocidos de  $H_0$ ,  $a$ ,  $v_0$  (es decir,  $\rho'$ ) encontrar  $H_{\text{mín}}$  y  $V_0$  (ejemplo 13.4).

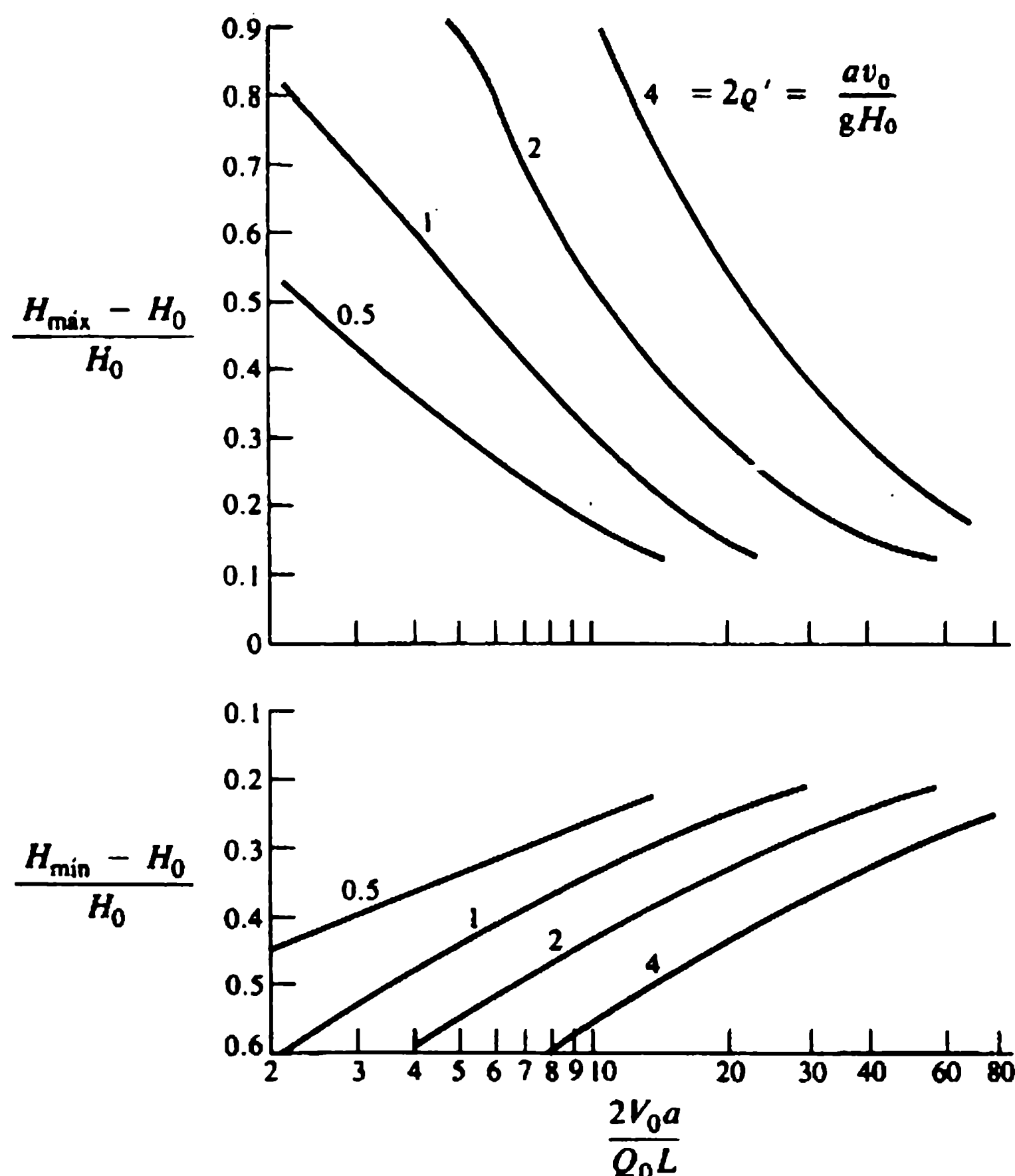


Figura 13.12 Diagramas de diseño para una cámara de aire con  $K_s = 0.3$ .

### 13.9 Consideraciones generales de diseño de estaciones de bombeo y tuberías de descarga

Las descargas (sistemas de tubería) de las estaciones de bombeo siguen normalmente las líneas de nivel del terreno y sus capacidades de conducción dependen de sus gradientes hidráulicos. El gradiente hidráulico de una descarga está dado por las cabezas de presión y fricción determinadas por las características del sistema bomba y tubería.

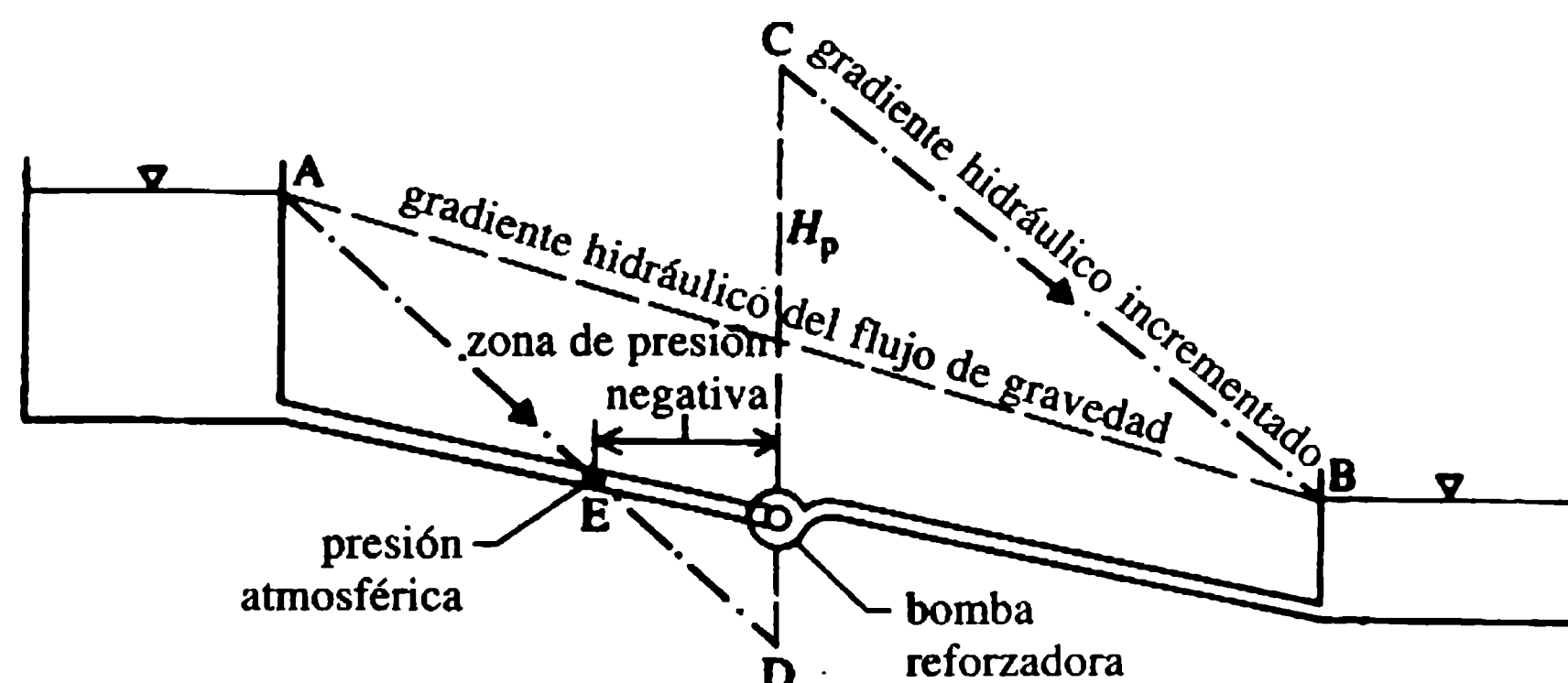
Cuando se refuerza el flujo en una tubería existente instalando una bomba reforzadora, tiene que considerarse la eliminación de los problemas de succión. Un esquema simple de una bomba reforzadora instalada en una tubería de gravedad se muestra en la figura 13.13. El gradiente hidráulico incrementado (CB) para aumentar el flujo puede dar como resultado presiones negativas aguas arriba de la bomba (entre la bomba y E). Una posible solución para evitar las presiones negativas indebidas es ubicar la bomba aguas arriba de E.

De ordinario, las bombas reforzadoras se emplean cuando hay un incremento de la demanda (por ejemplo en el consumo diario pico). Se deben instalar dispositivos que automaticen la puesta en marcha y salida de la bomba reforzadora para no someter la tubería a altas presiones durante los periodos fuera de pico (periodos nocturnos) cuando la demanda se reduce bastante. Un dispositivo simple y económico para controlar la operación de una bomba reforzadora consiste en un tanque de compensación instalado en un punto apropiado del sistema cuyos niveles de agua activan el arranque y corte de la bomba de acuerdo con la demanda.

Las estaciones de bombeo para el suministro de agua desde bocatomas de ríos o pozos subterráneos se diseñan para descargar durante un periodo continuo de 20-22 h al día. También se pueden necesitar bombas reforzadoras en instalaciones de almacenamiento.

Es aconsejable instalar más de una bomba para que el mantenimiento pueda efectuarse sin interrumpir el suministro. A menudo, en una estación de bombeo de suministro de agua se instalan varias bombas con diferentes capacidades y las unidades entran y salen de funcionamiento según lo dictaminen las variaciones de la demanda. Si se necesita una capacidad de suministro muy refinada, se deben utilizar motores de velocidad variable (más costosos).

Las bombas de aguas residuales también deben diseñarse para que puedan bombear los caudales picos cuando ocurran en las alcantarillas, con una retención máxima de 12 h. En caso contrario, las aguas residuales pueden volverse sépticas. Los



**Figura 13.13** Efecto de la bomba reforzadora en una línea de gravedad.

caudales pueden variar bastante durante el año, mes, semana o día. Se pueden considerar variaciones diarias desde cero (a medianoche) hasta seis veces el caudal en el periodo seco, CPS (dwf en inglés), en ciertos momentos del día y es preferible instalar capacidades de bombeo hasta de 6 CPS utilizando por lo menos dos o tres bombas, cada una con capacidad cercana a 2 CPS.

Las tuberías de descarga de bombeo se diseñan en general para velocidades de alrededor de  $0.9-1 \text{ m s}^{-1}$  cuando el agua se suministra con una tasa constante durante el día. Se pueden duplicar durante un corto periodo de bombeo. Antes de la selección final del diámetro de la tubería, se deben realizar análisis económicos para equilibrar los costos de las tuberías de grandes diámetros y su mantenimiento, y los ahorros debidos a la reducción en las pérdidas por fricción.

Normalmente se recomienda un diámetro mínimo apropiado de 100 mm para el bombeo de aguas residuales crudas sin rejillas y velocidades de alrededor de  $0.75-2 \text{ m s}^{-1}$ . Sin embargo, puede ser más económico bombear con altas velocidades (incluso entre  $3-4 \text{ m s}^{-1}$ ) en alcantarillado mixto (aguas lluvias y residuales), puesto que su operación es intermitente. Las pérdidas de cabeza debidas a la fricción en el caso de flujos de lodos son mucho mayores que para los flujos de aguas claras.

Los factores multiplicadores sugeridos (Bartlett, 1978),  $F$ , para el cálculo de las pérdidas de cabeza en flujos de lodos, está dado por:

$$h_f = F\lambda(L/D)V^2/2g \quad (13.24)$$

(donde  $\lambda$  es el factor de fricción para flujos de aguas claras), y se muestran en la tabla 13.3.

Una estación de bombeo normal consiste en una subestructura por debajo del nivel del terreno con dos compartimientos (si se utiliza un cárcamo de pozo seco; figura 13.18). El techo de un pozo seco forma el piso de la superestructura de la estación de bombeo, con acceso apropiado a las unidades de bombeo. El acceso al pozo húmedo (cárcamo) normalmente se efectúa desde afuera. Los requerimientos funcionales, y las dimensiones necesarias, deben evaluarse con cuidado e incorporarse en el diseño.

**Tabla 13.3** Pérdidas de cabeza en flujos de lodos

<i>Contenido de humedad del lodo (%)</i>	<i>Factor F [ecuación (13.24)]</i>
100	1.00
98	1.25
96	1.75
94	2.75
92	4.75
90	7.00



*Ejemplo 13.1*

El flujo por gravedad entre un embalse de almacenamiento y un embalse de servicio debe aumentarse en 25% debido a una demanda futura inmediata. La información del flujo por gravedad es la siguiente: cabeza disponible = 100 m; longitud de la tubería = 1000 m; diámetro de la tubería = 250 mm; rugosidad de la tubería = 0.15 mm. Una bomba con una velocidad de operación de 1450 rev min<sup>-1</sup> se utilizará para reforzar el caudal en la tubería existente.

1. ¿Qué tipo de bomba se recomendaría?
2. Suponiendo que la eficiencia manométrica de la bomba es de 70% y la eficiencia del motor eléctrico 90%, calcular el consumo continuo de potencia en kW.
3. ¿En qué lugar de la tubería debería instalarse la bomba?

**Solución***Flujo por gravedad*

Para la información dada,  $L = 1000$  m,  $D = 0.25$  m,  $k = 0.15$  mm y  $H = 100$  m, combinando las fórmulas de Darcy-Weisbach y Colebrook-White (Featherstone y Nalluri, 1995) se obtiene:

$$V = -2(2gDS_f)^{1/2} \log[k/3.7D + 2.51v/D(2gDS_f)^{1/2}] \quad (i)$$

donde  $S_f$  es el gradiente de fricción.

La primera iteración con  $S_f = 100/1000 = 0.1$  da  $V = 5.256$  m s<sup>-1</sup>. Por tanto, las pérdidas menores,  $h_m = 1.5V^2/2g = 2.11$  m. De manera que el nuevo gradiente de fricción,  $S_f = (100.00 - 2.11)/1000 = 0.0979$ .

Una mejor estimación de  $V$  [a partir de la ecuación (i)] es 5.2 m s<sup>-1</sup>, que arroja  $Q = 255$  l s<sup>-1</sup>. El flujo reforzado es  $1.25 \times 255 = 319$  l s<sup>-1</sup>.

La ecuación (i) proporciona (por iteración) la pérdida de cabeza correspondiente  $S_f L = 153$  m. En consecuencia, la cabeza total necesaria para obtenerse 319 l s<sup>-1</sup> =  $153 + 1.5V^2/2g = 156.23$  m. Así, el incremento de la cabeza necesaria para el nuevo caudal es 56.23 m. Esta cabeza debe ser suministrada por la bomba y entonces su potencia,  $\rho gQH$  es  $9.81 \times 0.319 \times 56.23 = 176$  kW.

Por tanto, la potencia de entrada = potencia de salida/eficiencia global =  $176/0.9 \times 0.7 = 280$  kW.

*Tipo de bomba*

La velocidad específica,  $N_s = NQ^{1/2}/H^{3/4} = 1450(319)^{1/2}/(56.23)^{3/4} = 1261$ . Se recomienda una bomba de tipo flujo radial (velocidad media) (tabla 13.2).

*Localización de la bomba*

La bomba debe localizarse de tal manera que la presión de succión a la entrada sea cero. El incremento del gradiente de fricción para obtener 319 l s<sup>-1</sup> =  $156.23/1000 = 0.156$  23. La cabeza de gravedad disponible de 100 m se pierde en una longitud  $L$ , más allá de la

cual la bomba suministra la cabeza adicional requerida. Por tanto,  $L = 100/0.15623 = 640$  m. De ahí que la bomba deba localizarse a una distancia de 640 m o menos desde la bocatoma del embalse de almacenamiento.

### Ejemplo 13.2

Se deben instalar dos bombas idénticas en una estación de bombeo. Una de ellas se utiliza principalmente como auxiliar, pero debido al incremento de los requerimientos futuros de caudal se propone tenerla también en una operación continua. Las siguientes son las características del sistema de bomba y tubería:

Características de la bomba:				
caudal ( $l/s^{-1}$ )	0	20	40	60
cabeza (m)	50	45	33	19
eficiencia (%)	–	65	69	40
Características del sistema				
pérdidas de cabeza (m)	–	1.0	4.0	10.0

La cabeza estática es 20 m.

1. Determinar el flujo máximo actual.
2. Investigar la relativa conveniencia de instalar las dos bombas en serie y en paralelo para incrementar el flujo. Justificar la selección.

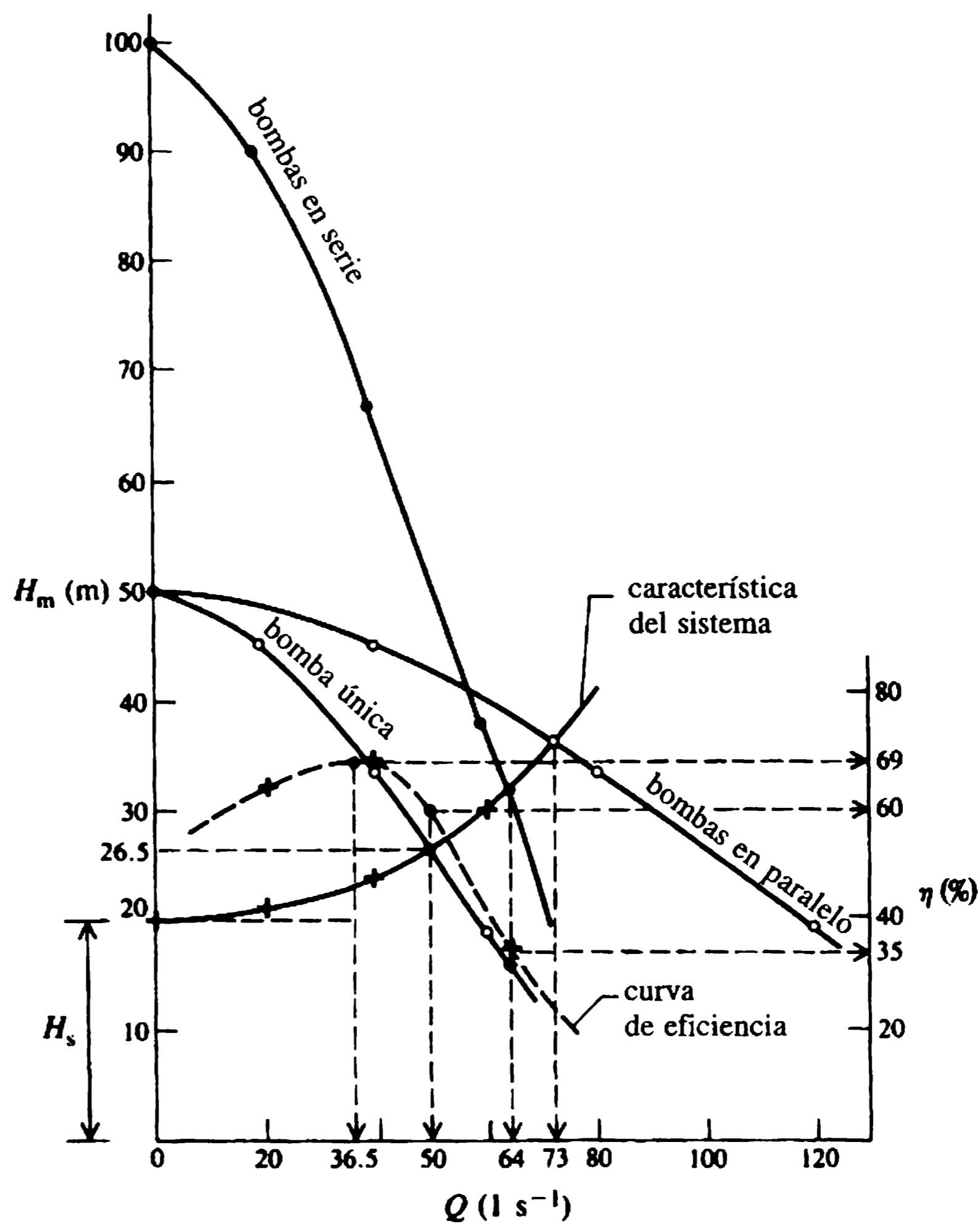
### Solución

Las gráficas de las curvas características de bomba y tubería con una bomba en operación y dos bombas operando en serie y en paralelo, se muestran en la figura 13.14.

1. El flujo máximo actual es  $50 l s^{-1}$ , y la bomba funciona contra una cabeza de 26.5 m y una eficiencia de 60%.
2. *Dos bombas en paralelo.* Las características de la bomba para la operación en paralelo son las siguientes:

Caudal ( $l/s^{-1}$ )	0	40	80	120
Cabeza (m)	50	45	33	19

El caudal total es  $73 l s^{-1}$  con una cabeza de 36 m. Por tanto, el caudal por bomba es  $73/2 = 36.5 l s^{-1}$  y la eficiencia correspondiente es 69%. De modo que la potencia de entrada por bomba (cuando opera en paralelo) es  $9.81 \times 0.0365 \times 36/0.69 = 18.68$  kW. Por consiguiente, el consumo total de potencia =  $2 \times 18.68 = 37.36$  kW.



**Figura 13.14** Características del sistema de bomba y tubería.

3. *Dos bombas en serie.* Las características de las bombas para una operación en serie son las siguientes:

Caudal ( $l/s^{-1}$ )	0	20	40	60
Cabeza (m)	100	90	66	38

El caudal es  $64 \text{ l s}^{-1}$  de una cabeza total de 31.5 m. De manera que la cabeza por bomba es  $31.5/2 = 15.75 \text{ m}$ . La eficiencia correspondiente es 35%. Por tanto, el consumo de potencia total para la operación en serie es  $2 \times 9.81 \times 0.064 \times 15.75 / 0.35 = 56.5 \text{ kW}$ .

Las dos bombas en paralelo suministran  $73 \text{ l s}^{-1}$  ( $> Q$  en serie) con una cabeza de 36 m ( $> H$  en serie) y un consumo de potencia de 37.36 kW ( $<$  potencia en serie). En conclusión, el sistema paralelo es la mejor opción para incrementar el flujo.

## Ejemplo 13.3

El agua de una abstracción de un pozo en un acuífero confinado se bombea al nivel del terreno mediante una bomba de pozo subterráneo sumergible; una bomba reforzadora en línea envía el agua a un embalse que está a un nivel de 20 m por encima del terreno en el sitio del pozo. Las tuberías del sistema tienen las siguientes características:

Características del sistema:

caudal ( $l/s^{-1}$ )	20	30	40	50	60
pérdidas de cabeza (m)	1.38	3.14	5.54	8.56	12.21
Caudal de la bomba ( $l s^{-1}$ )	0	10	20	30	40
Cabeza de la bomba del pozo (m)	10.0	9.6	8.7	7.4	5.6
Cabeza de la bomba reforzadora (m)	22.0	21.5	20.4	19.0	17.4

La información del acuífero y el pozo es la siguiente: coeficiente de permeabilidad del acuífero,  $K = 50$  m por día; espesor del acuífero,  $b = 20$  m; radio del pozo,  $r_w = 0.15$  m.

Una prueba de bombeo sugiere que el abatimiento fue de 3 m para una tasa de abstracción de  $30 l s^{-1}$ . El nivel freático está 2 m por debajo del nivel del terreno. El abatimiento es el siguiente:

$$z_w = (Q/2\pi Kb) \ln(R_0/r_w) \quad (ii)$$

donde  $Q$  es la tasa de abstracción en  $m^3$  por día y  $R_0$  es el radio de influencia del pozo, que se puede suponer se relaciona linealmente con la tasa de abstracción.

Determinar el caudal máximo que la combinación de bombas enviará al embalse.

## Solución

Con referencia a la figura 13.15 y a la ecuación (ii), los resultados de las pruebas de bombeo arrojan:

$$R_0 = 215 \text{ m o } R_0/Q = 7.15. \quad (iii)$$

$Q$ ( $l s^{-1}$ )	20	30	40	50	60
$R_0$ (m) [de la ecuación (iii)]	143	215	286	357	427
$z_w$ (m) [de la ecuación (ii)]	1.88	3.0	4.15	5.35	6.57
Pérdidas del sistema (m)	1.38	3.14	5.54	8.56	12.21
Cabeza estática (m) (20+2)	22.00	22.00	22.00	22.00	22.00
Cabeza total del sistema (m)	25.26	28.14	31.69	35.91	40.78

Para operación de las bombas en serie,

$Q$ ( $l s^{-1}$ )	0	10	20	30	40
Cabeza (m)	32.0	31.1	29.1	26.4	23.0

Las curvas características del sistema de bomba y tubería (figura 13.16) muestran que la combinación de bombas suministra un caudal de  $27.5 \text{ l s}^{-1}$ , operando en contra de una cabeza total de 26 m.

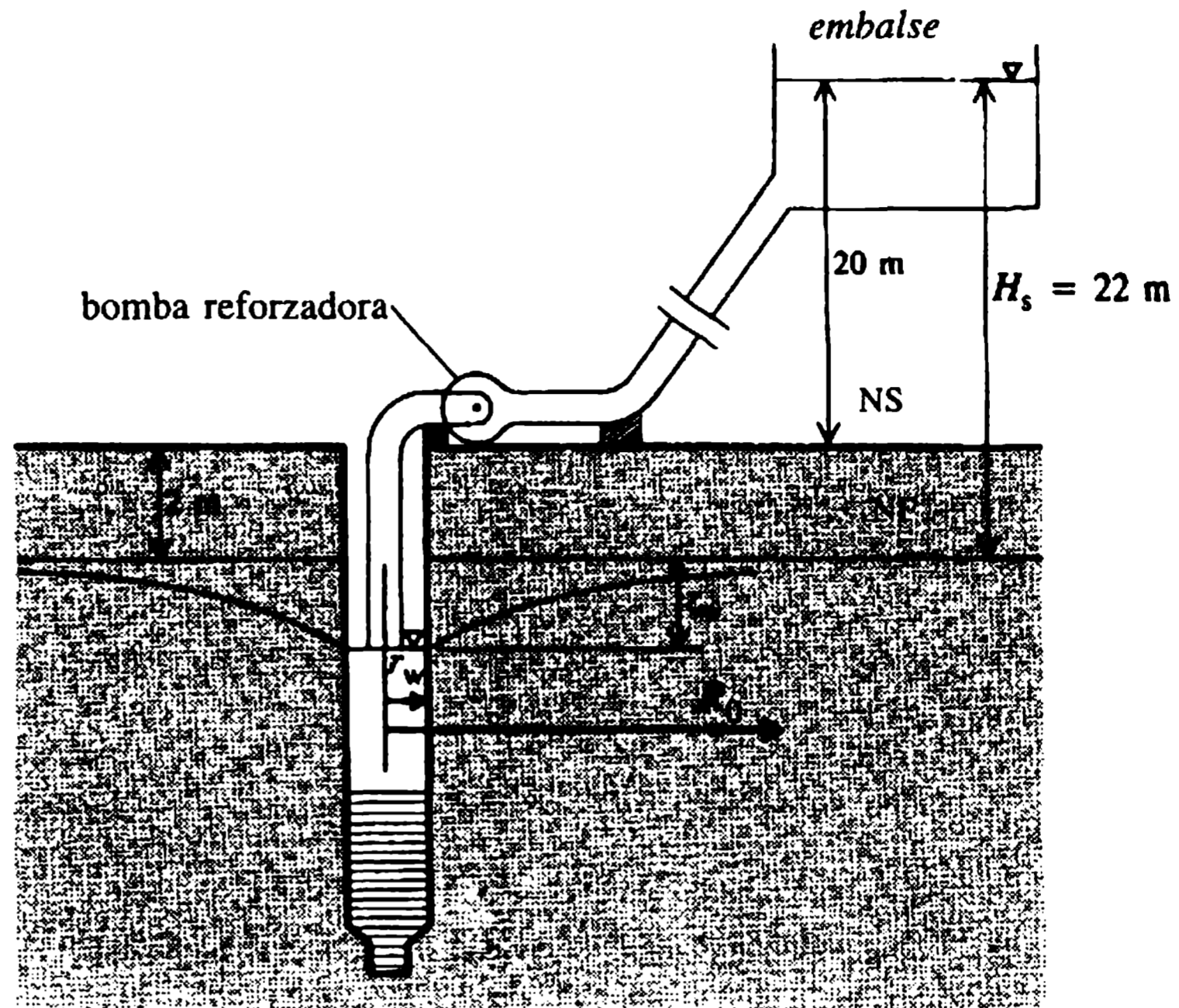


Figura 13.15 Esquema de la instalación del bombeo del pozo.

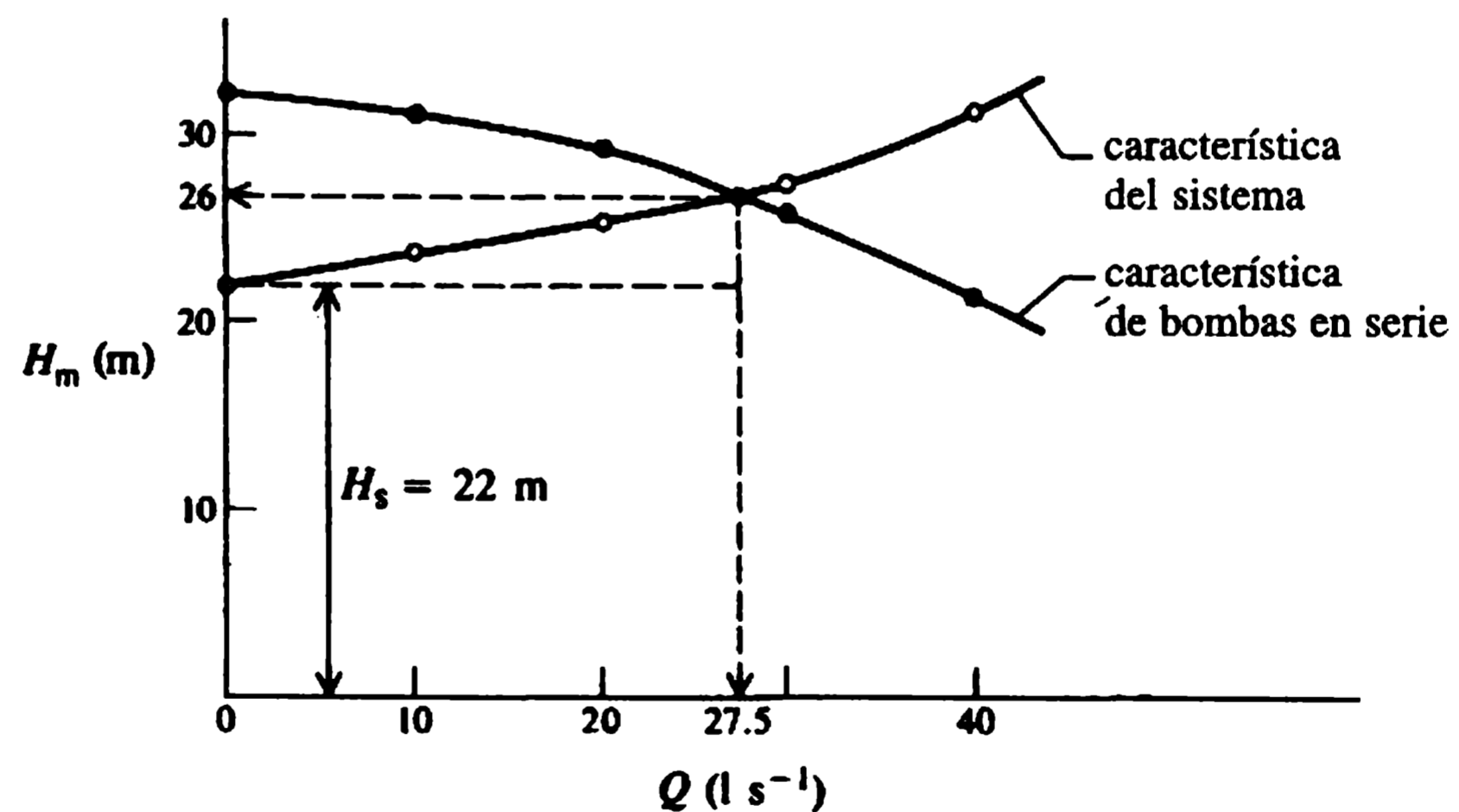


Figura 13.16 Características del sistema de bomba y tubería.

### Ejemplo 13.4

Una planta de bombeo conduce  $1.3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  de agua a un embalse que tiene un nivel de agua de 75 m por encima de la planta y de la cámara de aire. La longitud de la línea de suministro de la cámara de aire al embalse es de 1500 m, su diámetro 800 mm y el coeficiente de fricción de 0.019. Suponiendo un coeficiente de pérdida de cabeza del flujo hacia la cámara,  $K_s = 0.3$ , calcular el volumen mínimo

necesario de una cámara de aire requerida para la protección de la planta si la sobrelevación de la cabeza máxima permitida en la bomba es 40% de la cabeza de bombeo. La celeridad de la onda de presión puede suponerse con un valor de  $1,000 \text{ m s}^{-1}$ . Comparar los resultados con los obtenidos a partir del método simplificado de solución apropiado.

### Solución

La información dada es,  $a = 1000 \text{ m s}^{-1}$ ,  $\lambda = 0.019$ ,  $L = 1500 \text{ m}$  y  $Q = 1.3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . La velocidad de flujo permanente,  $v_0 = Q/A = 1.3/0.503 = 2.59 \text{ m s}^{-1}$ . La pérdida de cabeza  $H_f = \lambda L v_0^2 / 2gD = 12 \text{ m}$ . Por tanto,  $H_0 = 75 + 12 + 10 = 97 \text{ m}$  (en unidades absolutas).  $(H_{\text{máx}} - H_0)/H_0 < 0.4$  (dado), entonces:

$$2\rho' = av_0/gH_0 = 2.7 \quad [\text{ecuación (13.21)}].$$

A partir del diagrama de diseño (figura 13.12),  $2V_0a/Q_0L \approx 20$ , lo que da  $V_0 \approx 20 \text{ m}^3$ . Con base en la ley de los gases adiabáticos se tiene que:

$$V_{\text{máx}} = V_0(H_0/H_{\text{mín}})^{1/1.2}. \quad (\text{iv})$$

De acuerdo con el diagrama de diseño (figura 13.12)  $(H_0 - H_{\text{mín}})/H_0 \approx 0.37$ , por tanto,  $H_{\text{mín}} = 97 - 0.37 \times 97 = 61 \text{ m}$ , y de la ecuación (iv),  $V_{\text{máx}} = 29.6 \approx 30 \text{ m}^3$ . Por consiguiente, el volumen mínimo de la cámara  $> 30 \text{ m}^3$ .

La solución simplificada (sin pérdidas; ley de gases isotérmicos) se presenta a continuación.  $H_{\text{máx}} = 1.4H_0 = 1.4(75 + 10) = 119 \text{ m}$  (unidades absolutas). De acuerdo con la ecuación (13.19),

$$H_{\text{máx}} - H_0 = Q_0(LH_0/gAV_0)^{1/2}$$

lo que da  $V_0 \approx 38 \text{ m}^3$ , y

$$H_{\text{mín}} = H_0 - Q_0(LH_0/gAV_0)^{1/2}$$

$$= 85 - 34 = 51 \text{ m}^3.$$

En consecuencia,  $V_{\text{máx}} = H_0V_0/H_{\text{máx}}$  (isotérmico) =  $63 \text{ m}^3$ , y el volumen mínimo  $> 63 \text{ m}^3$ .

Anderson, H.H. (1994) Liquid pumps, in *Kemp's Engineers Yearbook* (ed. C. Sharpe), Vol. 1, Benn, Tonbridge, Chapter F7.

Bartlett, R.E. (1978) *Pumping Stations for Water and Sewage*, Applied Science, London.

BS (1987) *Sewerage*, CP 8005, British Standards Publications, London.

Davis, C.V. and Sorensen, K.E. (1969) *Handbook of Applied Hydraulics*, 3rd edn, McGraw-Hill, New York.

Featherstone, R.E. and Nalluri, C. (1995) *Civil Engineering Hydraulics*, 3rd edn, Blackwell Scientific, Oxford.



- Jaeger, C. (1957) *Engineering Fluid Mechanics*, Blackie, London.
- Knauss, J. (ed.) (1987) *Swirling Flow Problems at Intakes*, IAHR Hydraulic Structures Design Manual, Vol. 1, Balkema, Rotterdam.
- Novak, P. (1983) *Waterhammer and Surge Tanks*, 3rd revised edn, International Institute for Hydraulic and Environmental Engineering, Delft.
- Prosser, M.J. (1977) *The Hydraulic Design of Pump Sumps and Intakes*, BHRA Fluid Engineering and CIRIA, Cranfield.
- Prosser, M.J. (1992) *Design of Low-lift Pumping Station*, CIRIA Report 121, Construction Industry Research and Information Association, London.
- Twort, A.C., Law, M.F. and Crowley, F.W. (1985) *Water Supply*, 3rd edn, Edward Arnold, London.
- Wislicenus, G.F. (1965) *Fluid Mechanics of Turbomachinery*, Vols 1 and 2, Dover Publications, London.

# Ingeniería de costas 14

La ingeniería de costas abarca una variedad de problemas de importancia práctica, por ejemplo, la instalación de puertos, el diseño de disposición de efluentes en el mar, el diseño y construcción de obras para proteger las áreas costeras de inundaciones, la defensa de las costas contra la erosión, la prevención de la sedimentación en los puertos, etc. Una estructura costera no sólo debe satisfacer las funciones para las que se proyecta, sino que también debe resistir estructuralmente al ambiente hostil. La mayoría de los problemas costeros son difíciles de abordar debido a la complejidad de los procesos involucrados. Una solución a un problema bien puede ser la causa de otros y, por tanto, se debe prestar particular atención a la interacción entre los diversos elementos que determinan el régimen costero. A través de los años se han racionalizado los diseños con la ayuda de estudios de laboratorio, métodos teóricos y observaciones de campo.

## 14.1 Introducción

La característica más sobresaliente del mar son las oscilaciones de la superficie del agua. La naturaleza de estas oscilaciones depende de la manera como han sido generadas, las más importantes son las olas generadas por el viento que tienen un periodo de relativa brevedad. El muy lento ascenso y descenso del nivel del agua se debe a las mareas astronómicas producidas por el campo gravitacional en la presencia de la rotación de la tierra, la luna y el sol. La escala de tiempo para las oscilaciones de la marea es mucho más grande que la de las ondas generadas por el viento. En Estados Unidos, la National Oceanic and Atmospheric Administration (Administración Nacional Oceánica y Atmosférica) hace las predicciones de las mareas; en el Reino Unido, Admiralty Tide Tables (Tablas de Mareas del Almirantazgo) proporcionan una información amplia sobre las mareas astronómicas en las costas.

Los niveles del agua del mar ascienden bastante debido a los fuertes vientos en tierra y a la succión ocasionada por presiones atmosféricas bajas. Además de generar olas, el esfuerzo cortante del viento hace que la superficie del agua tome una pendiente, de modo que genera un oleaje de tormenta que es afectado además por la topografía del litoral.

El diseño de estructuras debe tener en cuenta la predicción astronómica de los niveles de mareas, a los que se debe añadir el oleaje. El *Shore Protection Manual* (*Manual de protección de costas*) SPM, del Ejército de Estados Unidos (1983), presenta un método para la determinación del oleaje basado en el esfuerzo cortante del viento. El nivel del agua en reposo, NAR (SWL, en inglés), es el nivel del agua

medio en torno al cual se presentan las oscilaciones de la superficie debido a las olas de periodos cortos. El NAR depende de las condiciones de la marea y del viento.

De forma alternativa, las observaciones hechas a lo largo de la costa durante un periodo de tiempo pueden constituir una base útil para el análisis estadístico de la frecuencia de ocurrencia de diferentes elevaciones. A partir de esta información es posible seleccionar el nivel del agua en reposo correspondiente a cierta frecuencia de ocurrencia (Will, Willis y Smith, 1985).

Pueden existir perturbaciones en la superficie libre del agua que también sean causadas por *seiches*, *tsunamis* y oscilaciones de dársena. Los *seiches* son fluctuaciones de escala temporal corta que no son de marea, producidas por una ráfaga repentina de viento. Los *tsunamis* son olas inusualmente grandes causadas por sismos submarinos. Las oscilaciones de dársenas que ocurren entre los puertos y estuarios se analizan en la sección 14.7. Los *seiches* y *tsunamis* pueden ocasionar inundaciones en las regiones costeras, ocasionando daños materiales y pérdidas de vidas.

Las corrientes litorales se pueden generar por diferencias de densidad en los mares, esfuerzos en los vientos, flujo de mareas, ríos que entran al mar y olas. Las corrientes producidas por el rompimiento de las olas son muy importantes en lo que tiene que ver con el transporte de sedimentos a lo largo de las playas. Las corrientes causadas por la mareas alta y la marea baja y por los esfuerzos del viento, en particular en aguas poco profundas, pueden producir emisión de vórtices en la estela de estructuras sumergidas. En condiciones desfavorables, se pueden producir vibraciones inducidas por el flujo que conducen en últimas a la falla estructural. El diseño de estructuras costeras debe, por tanto, no sólo tener en cuenta las fuerzas permanentes que se ejercen sobre ellas debido a las corrientes, sino también considerar la protección de las posibles vibraciones estructurales inducidas por el flujo.

El proceso hidráulico más importante en la ingeniería de costas es el movimiento de ondas; la comprensión de dicho movimiento y de su interacción con las estructuras es fundamental en el diseño de las estructuras costeras.

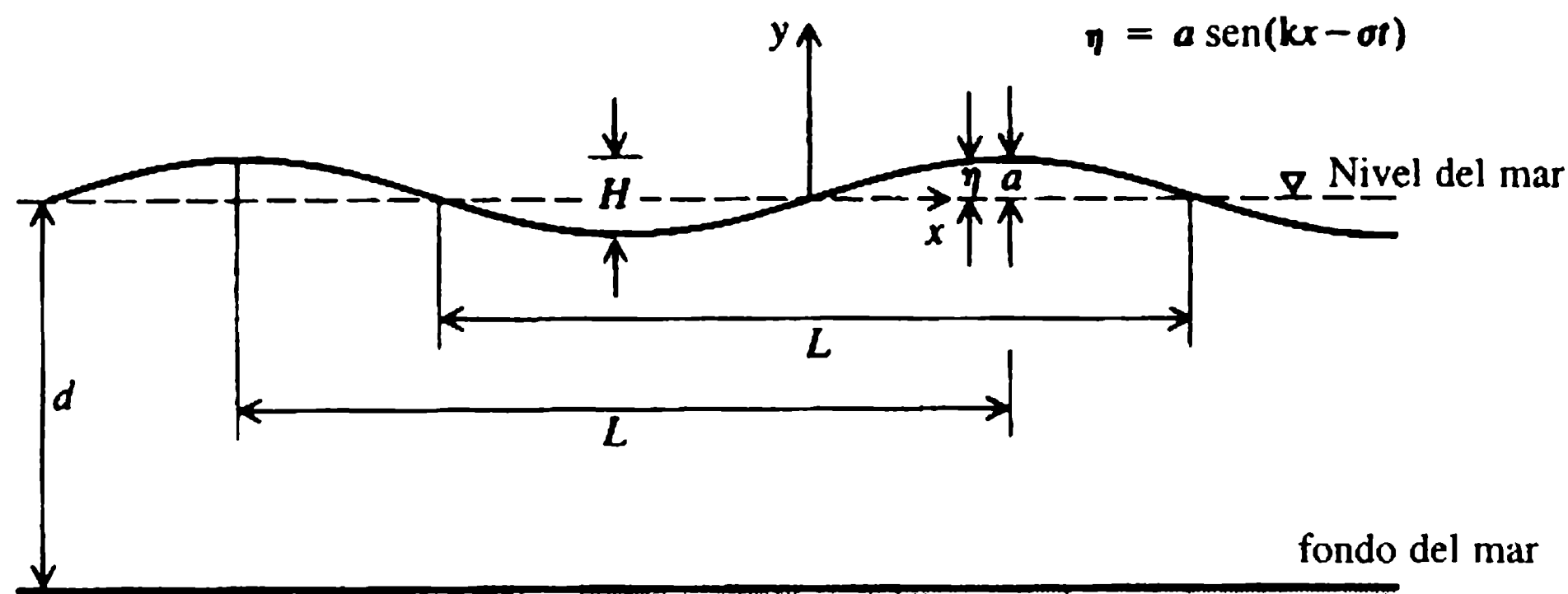
## 4.2 Movimiento de ondas

### 14.2.1 SOLUCIÓN PARA EL POTENCIAL DE VELOCIDADES

Las ondas de viento generadas en los océanos son aleatorias y de crestas cortas. Aunque en su gran mayoría, las teorías de ondas se han desarrollado para ondas periódicas de crestas largas, éstas se han aplicado con resultados satisfactorios a ondas fuera de las áreas de generación.

Las ondas periódicas son aquellas en que una fase, por ejemplo la cresta, es apreciada por un observador estacionario a intervalos de tiempo iguales  $T$ , llamados periodo de la onda. Una onda sinusoidal y algunas de sus propiedades se muestran en la figura 14.1. La distancia vertical entre la cresta y el seno es la altura de la onda,  $H$ , que es el doble de su amplitud,  $a$ . La longitud de onda,  $L$ , es la distancia horizontal entre crestas. La velocidad de fase, o celeridad, de una onda,  $c$ , es:

$$c=L/T \quad (14.1)$$



**Figura 14.1** Esquema de definición para una onda sinusoidal.

La inclinación de la onda es  $H/L$ . Si la altura de una onda es bastante pequeña comparada con su longitud de onda y con la profundidad del agua, las ecuaciones gobernantes son lineales y la forma de la onda se denomina en general onda lineal o de Airy. En la figura 14.2, se presentan algunas otras ondas que el ingeniero de costas puede considerar como mejores aproximaciones de ondas costeras, las cuales son no lineales y ocurren para grandes alturas de onda. Es usual, en la teoría no lineal clasificar las ondas de acuerdo con la relación entre la longitud de onda y la profundidad del agua. En aguas profundas o para ondas cortas, se presenta una onda de altura finita conocida como onda de Stokes [figura 14.2(a)]. En aguas poco profundas o para ondas largas, está la aproximación de la teoría de ondas cnoidales. Tanto las ondas de Stokes como las cnoidales [figura 14.2(b)] son asimétricas con respecto al nivel del agua en reposo y tienen crestas agudas y senos alargados. Una

**(a) onda de Stokes: amplitud finita en aguas profundas**



**(b) onda cnoidal: amplitud finita en aguas poco profundas.**



**(c) onda solitaria: amplitud finita en aguas poco profundas.**



**Figura 14.2** Algunas ondas no lineales.

onda solitaria caracterizada por una prominencia simple por encima del agua en reposo, que se mueve en aguas poco profundas, se muestra en la figura 14.2(c). La teoría de onda lineal se usa con amplitud en aplicaciones de ingeniería debido a su simplicidad, pero, en casos donde se requiere una mejor evaluación de las propiedades de las ondas, se tienen que aplicar complejas teorías de ondas no lineales. Sin embargo, si las ondas no son grandes con respecto a la profundidad, o no son suficientemente empinadas como para romperse, la teoría lineal es suficientemente precisa.

Las ondas bajas también tienen crestas largas y el movimiento del fluido es bidimensional. Dado que las ondas pueden viajar a lo largo de grandes distancias sin una disminución significativa de energía, se puede suponer que el movimiento de las ondas es irrotacional. Entonces, en el análisis de las ondas lineales, el estudio del movimiento de onda utiliza la teoría de los fluidos no viscosos.

La ecuación de continuidad para un flujo incompresible es:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (14.2)$$

donde  $u$  es la velocidad horizontal,  $v$  es la velocidad vertical y  $x$ ,  $y$  son los ejes de coordenadas, como se muestra en la figura 14.1. Nótese que el eje  $y$  es positivo hacia arriba del nivel de las aguas en reposo. Un potencial de velocidad  $\phi$ , se define como:

$$u = \partial\phi/\partial x, \quad v = \partial\phi/\partial y. \quad (14.3)$$

después de sustituir  $u$  y  $v$  de la ecuación (14.3), la ecuación (14.2) arroja:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0. \quad (14.4)$$

La ecuación (14.4) es la ecuación de Laplace para el potencial de velocidad. La ventaja de introducir el potencial radica en que  $\phi$  es la única propiedad del campo que se debe determinar (en lugar de las dos velocidades); la desventaja es una ecuación diferencial parcial de segundo orden.

La ecuación de Bernoulli para flujo no permanente, que expresa la conservación de energía, puede escribirse como:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{u^2 + v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gy = 0 \quad (14.5)$$

donde  $p$  es la presión,  $\rho$  es la densidad del fluido,  $g$  la aceleración de la gravedad y  $t$  el tiempo. Para ondas de poca altura respecto a la longitud de onda y la profundidad, los términos del cuadrado de la velocidad en la ecuación (14.5) son sólo de segundo orden de importancia y, por tanto, pueden ignorarse. En consecuencia, la ecuación (14.5) se convierte en la ecuación:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{p}{\rho} + gy = 0. \quad (14.6)$$

En el lecho horizontal, siendo  $d$  la profundidad del agua en el estado sin perturbación:

$$v = \left. \frac{\partial \phi}{\partial y} \right|_{y=-d} = 0, \quad (14.7)$$

y en la superficie libre, el componente vertical de la velocidad  $v$  debe ser tal que:

$$v = \left. \frac{\partial \phi}{\partial y} \right|_{y=\eta} = \frac{d\eta}{dt} \quad (14.8)$$

donde  $\eta$  es la elevación de la superficie [figura (14.1)]. En la cresta  $\eta = a$ , la amplitud. Debido al supuesto de pequeñas amplitudes, la ecuación 14.8 conduce a:

$$v = \left. \frac{\partial \phi}{\partial y} \right|_{y=0} = \frac{\partial \eta}{\partial t}. \quad (14.9)$$

Sólo la derivada temporal de  $\eta$  se conserva puesto que los términos convectivos son insignificantes.

En la superficie,  $y = \eta \approx 0$ ,  $p = 0$  y de ahí la ecuación (14.6) da como resultado:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + g\eta = 0. \quad (14.10)$$

El perfil de la onda como se muestra en la figura 14.1 está dado por:

$$\eta = a \operatorname{sen} \left[ 2\pi \left( \frac{x}{L} - \frac{t}{T} \right) \right]. \quad (14.11a)$$

La onda se mueve a lo largo de la dirección positiva  $x$  con celeridad  $c$ ; la frecuencia de la onda,  $f$ , es  $1/T$ . Si se denominan  $2\pi/T$  como la frecuencia circular,  $\sigma$ , y  $2\pi/L$  como el número de onda  $k$ , la ecuación (14.11a) puede escribirse como:

$$\eta = a \operatorname{sen}(kx - \sigma t). \quad (14.11b)$$

Para el perfil de la onda de la ecuación (14.11b), la solución para el potencial de velocidades que satisfaga la ecuación (14.4) junto con las condiciones de frontera dadas por las ecuaciones (14.7) y (14.9) es:

$$\phi = \frac{-ac \cosh[k(y+d)]}{\operatorname{senh}(kd)} \cos(kx - \sigma t). \quad (14.12)$$

### 14.2.2 CELERIDAD DE LA ONDA

Al sustituir  $\phi$  de la ecuación (14.12) en la ecuación (14.10), se obtienen las siguientes expresiones para la celeridad de la onda:



$$c^2 = \frac{g}{k} \tanh(kd) = \frac{gL}{2\pi} \tanh\left(\frac{2\pi d}{L}\right). \quad (14.13)$$

Las figuras 14.3 y 14.4 muestran, respectivamente, la variación de la celeridad y el periodo de una onda lineal como funciones de la longitud de onda y la profundidad. En aguas profundas, para las cuales  $d/L$  es grande,  $\tanh(kd)$  tiende a la unidad. De aquí que la ecuación (14.13) se aproxime a:

$$c^2 = g/k = gL/2\pi. \quad (14.14)$$

Por otra parte, para ondas en aguas poco profundas, la longitud de onda es grande con respecto a la profundidad. Por tanto, en aguas poco profundas, para las cuales  $\tanh(kd) \rightarrow kd$ , la celeridad de la onda está dada por:

$$c^2 = gd. \quad (14.15)$$

En aguas profundas, cuanto más larga sea la onda, más grande es la celeridad; este fenómeno se denomina en general dispersión normal. La ecuación (14.14) es una aproximación muy cercana de la celeridad para valores de  $d/L$  mayores a 0.5. Por otra parte, en aguas poco profundas el resultado de la ecuación (14.15) es una buena aproximación para valores de  $L/d$  mayores a 20.

### 14.2.3 CINEMÁTICA DE LAS PARTÍCULAS

Las velocidades  $u$  y  $v$  se obtienen a partir de sus definiciones en términos del potencial [ecuación (14.3)]. Son:

$$u = \frac{a\sigma \cosh [k(y+d)]}{\sinh(kd)} \operatorname{sen}(kx - \sigma t), \quad (14.16)$$

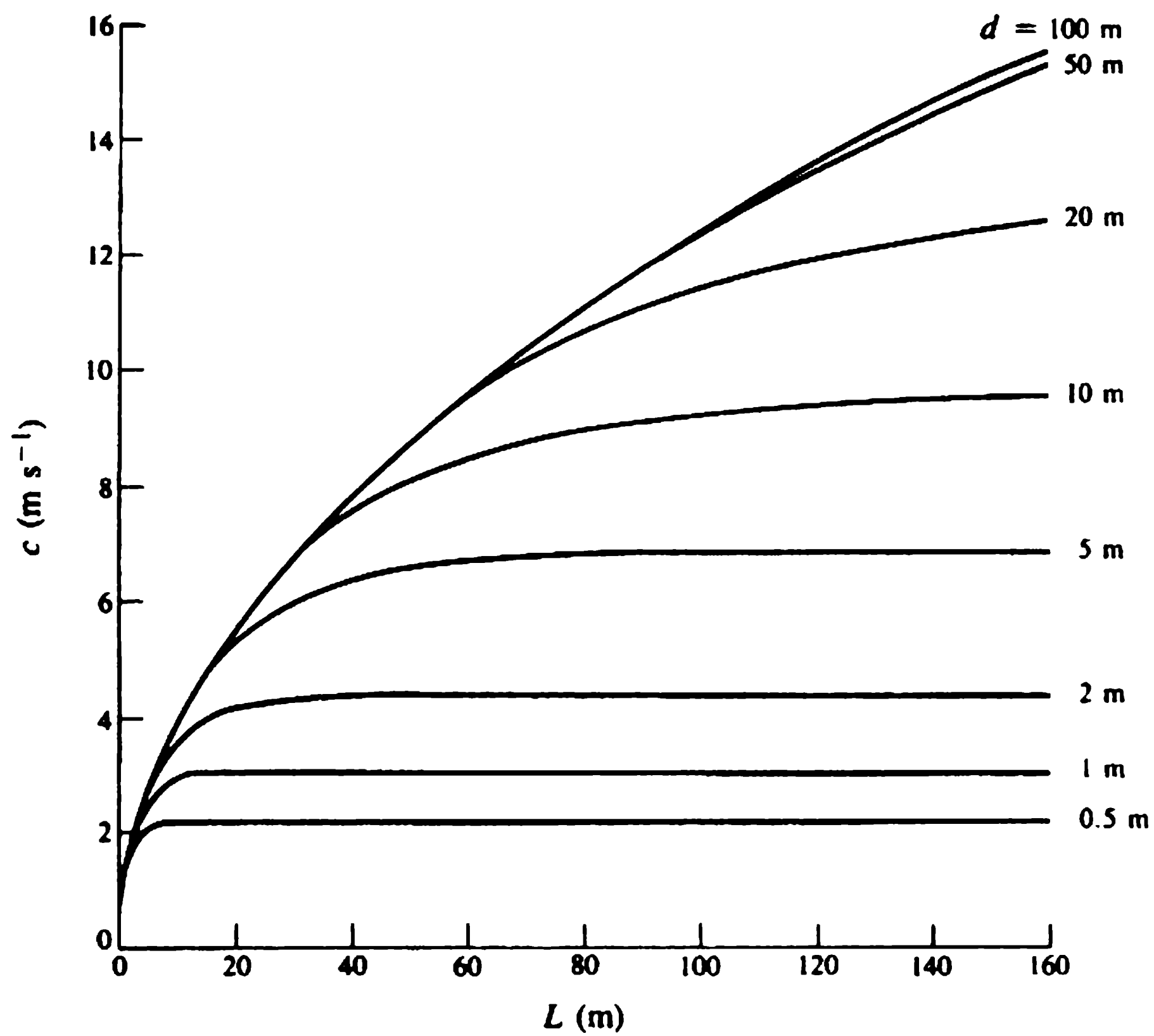
$$v = \frac{-a\sigma \operatorname{senh} [k(y+d)]}{\sinh(kd)} \cos(kx - \sigma t).$$

Para la onda Airy, las partículas de fluido no se desplazan lejos de su posición media. Las coordenadas de ésta son las mismas que el punto ocupado por la partícula antes del inicio del movimiento de la onda. Los desplazamientos horizontales y verticales de la partícula desde su posición media, respectivamente,  $X$ ,  $Y$ , son:

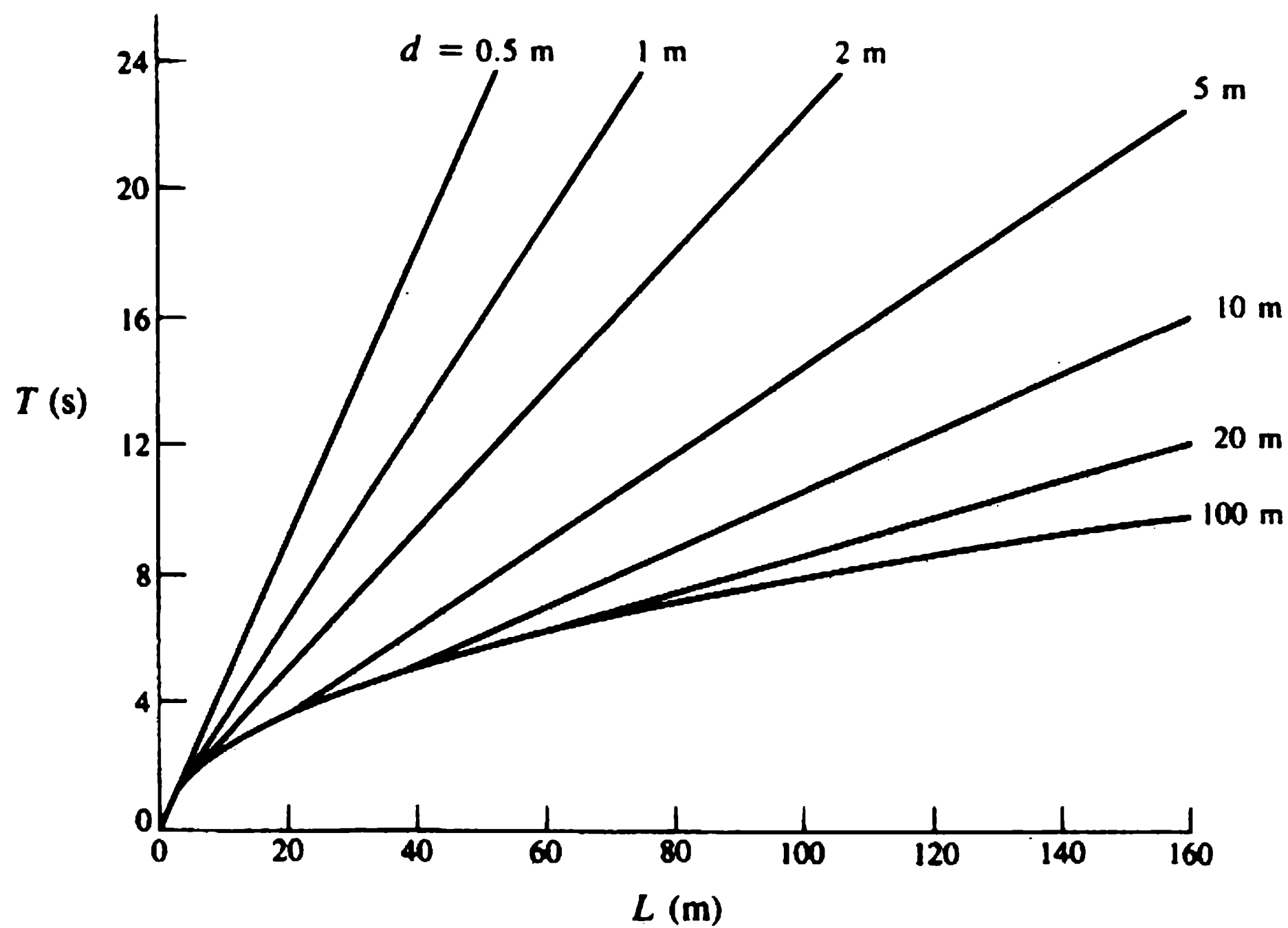
$$X = \int_0^t u \, dt, \quad Y = \int_0^t v \, dt. \quad (14.17)$$

Al sustituir las velocidades  $u$  y  $v$  de la ecuación (14.16), la variación temporal en los desplazamientos con las direcciones  $X$  y  $Y$  respectivamente son:

$$X = \frac{a \cosh [(k(y+d))]}{\sinh(kd)} \cos(kx - \sigma t), \quad Y = \frac{a \operatorname{senh}[k(y+d)]}{\sinh(kd)} \operatorname{sen}(kx - \sigma t). \quad (14.18)$$



**Figura 14.3** Celeridad de la onda como una función de la longitud de onda y la profundidad.



**Figura 14.4** Periodo de la onda como una función de la longitud de onda y la profundidad.

En las ecuaciones anteriores, la posición media de la partícula está dada por  $(x, y)$ , es decir, por sus coordenadas antes de que sea perturbada por la onda. Se puede demostrar fácilmente que, en general, las partículas representan órbitas elípticas, siendo el desplazamiento horizontal mayor que el vertical (figura 14.5). En aguas profundas, la órbita resulta circular, mientras que en aguas poco profundas las partículas tienden a moverse hacia delante y hacia atrás.

Dado que las partículas se mueven en órbitas cerradas, no hay un transporte neto de masa producido por la onda lineal. Este hecho no ocurre en las ondas no lineales mostradas en la figura 14.2.

#### 14.2.4 ENERGÍA DE LAS ONDAS

La energía cinética ( $EC$ ) en una onda se obtiene de la siguiente integración:

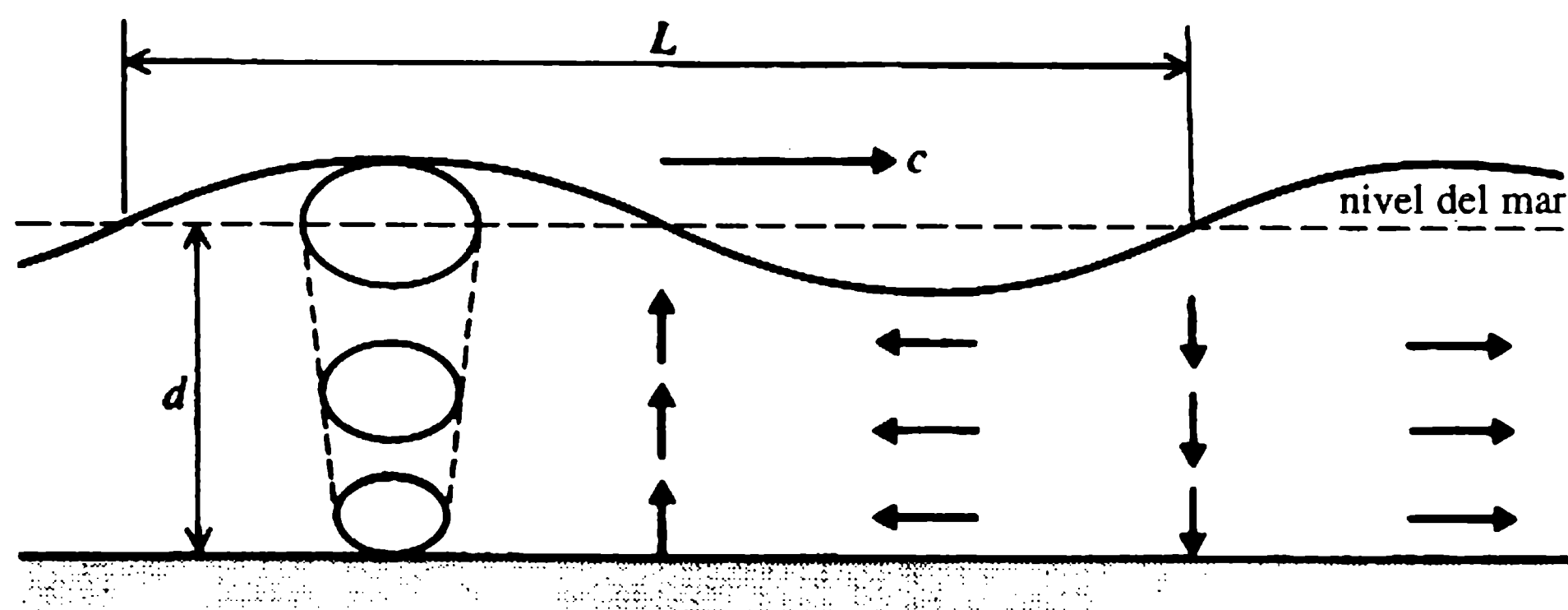
$$EC = \int_{-d}^0 \int_0^L \frac{\rho}{2} (u^2 + v^2) dx dy.$$

El integrando es la energía cinética de una partícula de volumen  $dx dy$  por unidad de longitud en un instante de tiempo. Al sustituir  $u$  y  $v$  de la ecuación (14.16) en cualquier instante, por ejemplo  $t = 0$ , y realizar la doble integración, la energía cinética es:

$$EC = \frac{1}{4} \rho g a^2 L \quad (14.19)$$

para una longitud de onda por unidad de longitud de cresta de la onda. La energía potencial ( $EP$ ) en una onda se obtiene encontrando el trabajo hecho por una onda al desplazar agua de forma vertical desde su nivel de agua en reposo. Simplemente es:

$$EP = \int_0^L \frac{1}{2} \rho g \eta^2 dx$$



**Figura 14.5** Órbitas elípticas de las partículas y direcciones de los movimientos de las partículas para varias fases.

con  $\eta$  dado por la ecuación (14.11a); la energía potencial ( $EP$ ) en una longitud de onda por unidad de longitud de cresta de onda es:

$$EP = \frac{1}{4} \rho g a^2 L. \quad (14.20)$$

La energía total en una longitud de onda por unidad de longitud paralela a la cresta es, por tanto:

$$EC + EP = \frac{1}{2} \rho g a^2 L. \quad (14.21)$$

La división igual de energía entre las energías cinética y potencial, es decir  $EP = EC$ , es un requerimiento esencial para vibraciones libres. La energía total  $E$  por unidad de área en planta por unidad de longitud paralela a la cresta es:

$$E = \frac{1}{2} \rho g a^2 \quad \text{o} \quad = \frac{1}{8} \rho g H^2. \quad (14.22)$$

#### 14.2.5 ENERGÍA RADIADA

La energía radiada,  $R$ , o flujo de energía es la razón a la cual la energía de la onda se mueve con la dirección de la propagación de la onda, y es la razón a la que el trabajo es hecho por las fuerzas de presión:  $R$  también es la potencia de la onda. Está dada por:

$$R = \int_{-d}^0 p u \, dy$$

donde  $p$  es la presión dada por la ecuación de Bernoulli linealizada (14.6) sin el término hidrostático  $gy$ . De aquí:

$$R = - \int_{-d}^0 \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} u \, dy. \quad (14.23)$$

La integración de la ecuación anterior luego de sustituir  $u$  de la ecuación (14.16) y  $\phi$ , y por consiguiente  $\partial \phi / \partial t$  de la ecuación (14.12) da como resultado:

$$R = \frac{1}{2} \rho g a^2 \frac{c}{2} \left[ 1 + \frac{2kd}{\sinh(2kd)} \right] \quad (14.24)$$

o:

$$R = EC_g$$

donde:

$$C_g = \frac{c}{2} \left[ 1 + \frac{2kd}{\sinh(2kd)} \right]. \quad (14.25)$$

$C_g$  se denomina velocidad de grupo. A partir de la ecuación (14.25) se puede observar que en aguas profundas ( $kd \rightarrow \infty$ ) la velocidad de grupo  $C_g \rightarrow c/2$  y que en aguas poco profundas ( $kd \rightarrow 0$ ),  $C_g \rightarrow c$ .

### 4.3 Intervalo de validez de la teoría lineal

Para fines de ingeniería es importante establecer cuándo la teoría lineal deja de ser válida y es necesario aplicar teorías de ondas no lineales para aguas profundas y poco profundas, ya que se pueden subestimar las fuerzas ejercidas sobre estructuras calculadas con la teoría de ondas lineales.

Los intervalos en que las teorías lineales y no lineales son aplicables, se presentan en función de  $H/d$  y  $d/L$  (Komar, 1976). Los límites que separan una teoría de la otra se muestran en la figura 14.6. En aguas profundas, la teoría lineal es aplicable siempre y cuando la inclinación de la onda sea:

$$H/L < \frac{1}{16} \tanh(kd). \quad (14.26)$$

El límite superior de existencia de la onda Stokes está determinado por el rompimiento de la onda, cuyo criterio en aguas profundas es:

$$H/L = \frac{1}{7} \tanh(kd). \quad (14.27)$$

Entonces, la teoría no lineal de Stokes para aguas profundas es aplicable para una inclinación de ondas en el intervalo dado por las ecuaciones (14.26) y (14.27).

En aguas poco profundas, el límite de la teoría lineal está dado por (figura 14.6):

$$HL^2/d^3 = 32\pi^2/3. \quad (14.28)$$

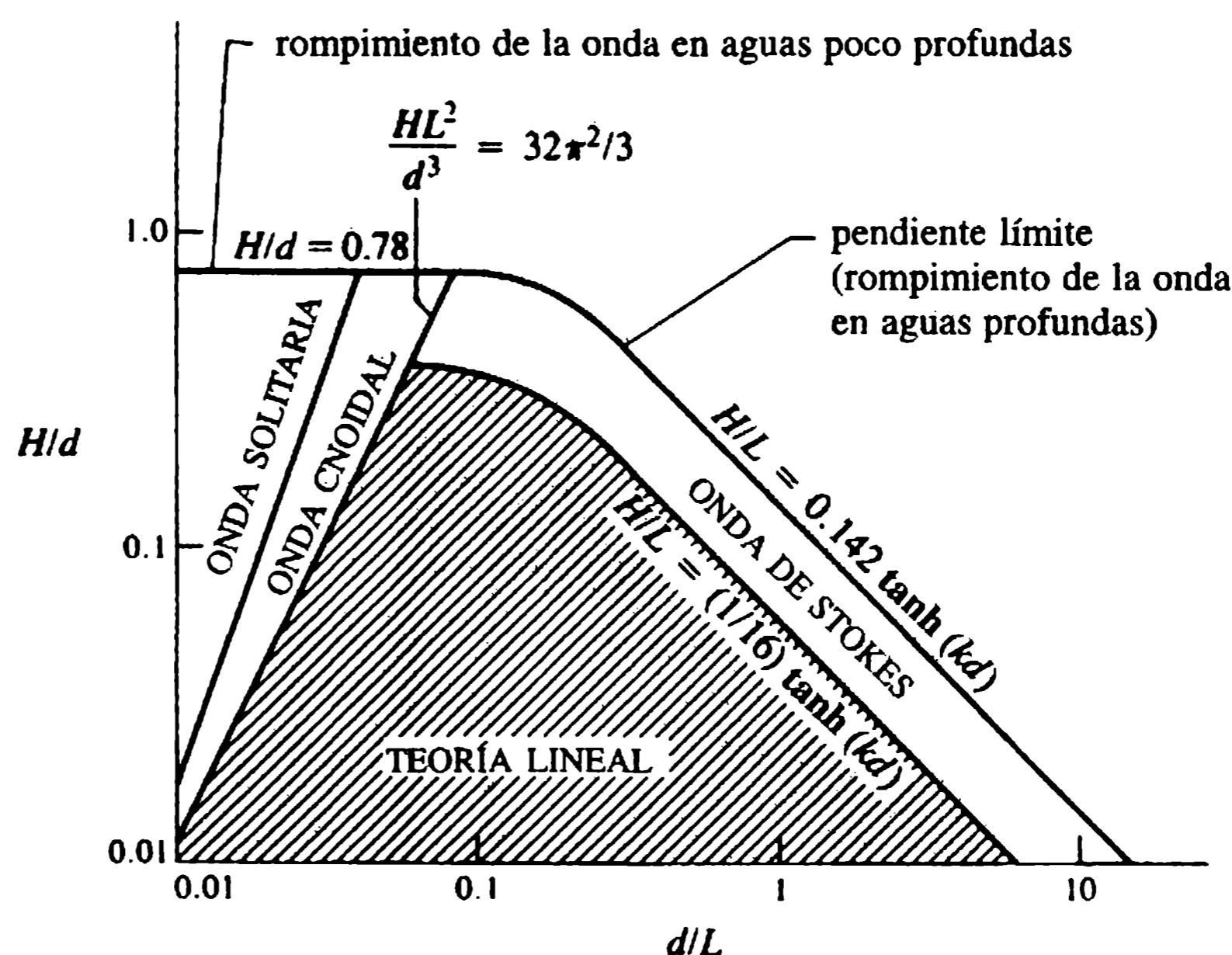


Figura 14.6 Regiones de validez de las teorías de ondas (Komar, 1976).

Las teorías de ondas no lineales, en particular la teoría de onda cnoidal, son complejas y difíciles de aplicar. Sin embargo, Skjelbreia y Hendrickson (1961) proporcionaron soluciones tabuladas hasta de quinto orden de ondas de Stokes, y Wiegel (1964) presentó gráficos relevantes de ondas cnoidales para aplicaciones de ingeniería. Las tablas con los resultados pertinentes de las propiedades de las ondas para un amplio intervalo de condiciones, producidas por Williams (1985) son de gran utilidad en aplicaciones.

#### **14.4 Olas que se aproximan a la costa**

Las olas generadas en aguas profundas del océano viajan por distancias considerables sin cambios de forma. A medida que se aproximan a la costa, la disminución de la profundidad comienza a tener un efecto. Las olas experimentan una reducción en su longitud y un incremento en su altura, tornándose así más empinadas a medida que viajan hacia la costa. Las olas con un ángulo de aproximación oblicuo se refractan (para que las crestas giren hasta volverse casi paralelas al litoral) antes de romperse. A medida que las olas se rompen (sección 14.5), con entrada de aire acompañante, se pierde virtualmente toda la energía y se establece un chapoteo (la arremetida del agua contra la playa seguida por un alejamiento de la misma). Cuando la línea de rompimiento forma un ángulo con la playa, se establecen corrientes paralelas a ésta, conocidas como corrientes litorales. El chapoteo y las corrientes litorales son causas importantes del movimiento de sedimentos que moldea la línea costera.

Además de la refracción, las olas de la costa se afectarán por la reflexión (sección 14.6), la refracción y la difracción (sección 14.8) dependiendo de las características del lecho. En una playa con una pendiente suave, el comportamiento de la ola en su mayor parte está determinado por la refracción. El análisis de la refracción se realiza de ordinario utilizando la teoría lineal, a pesar de que se violen sus hipótesis básicas en la región de aguas poco profundas, donde se rompe la ola. De hecho, las olas empinadas asumen una forma no lineal de la misma manera que las ondas cnoidales, cambiando casi a olas solitarias antes de que se rompan en la playa.

El diagrama de refracción que muestra las crestas de las ondas y los rayos, dibujados en sentido ortogonal a las crestas, es de suma utilidad en la práctica de la ingeniería de costas. Por lo general, una arista en la topografía del lecho hace que converjan los rayos mientras que un valle hace que diverjan. La conservación de la energía radiada dentro de rayos adyacentes significa que para los rayos convergentes, la altura de la onda se incrementará y una estructura en la región de convergencia de los rayos puede estar sometida a fuerzas de onda potencialmente dañinas. Un estudio de la refracción de la onda también es útil en el diseño de descargas libres al mar y en la localización de una entrada al puerto.

El principio de continuidad requiere que el periodo de una onda que se aproxima a la costa debe ser el mismo en todas partes, y en el análisis de refracción se supone que la energía radiada se conserva entre dos rayos adyacentes.



Para un periodo constante de onda,  $T$ ,

$$T = L_0/c_0 = L/c = \text{constante}$$

o:

$$c/c_0 = L/L_0 \quad (14.29)$$

donde el subíndice '0' denota condiciones de aguas profundas.

A partir de las ecuaciones (14.13) y (14.14), respectivamente, para  $c$  y  $c_0$ ,

$$c^2 = c_0^2 \frac{L}{L_0} \tanh\left(\frac{2\pi d}{L}\right).$$

Después de sustituir  $L/L_0$  de la ecuación (14.29) y reordenar:

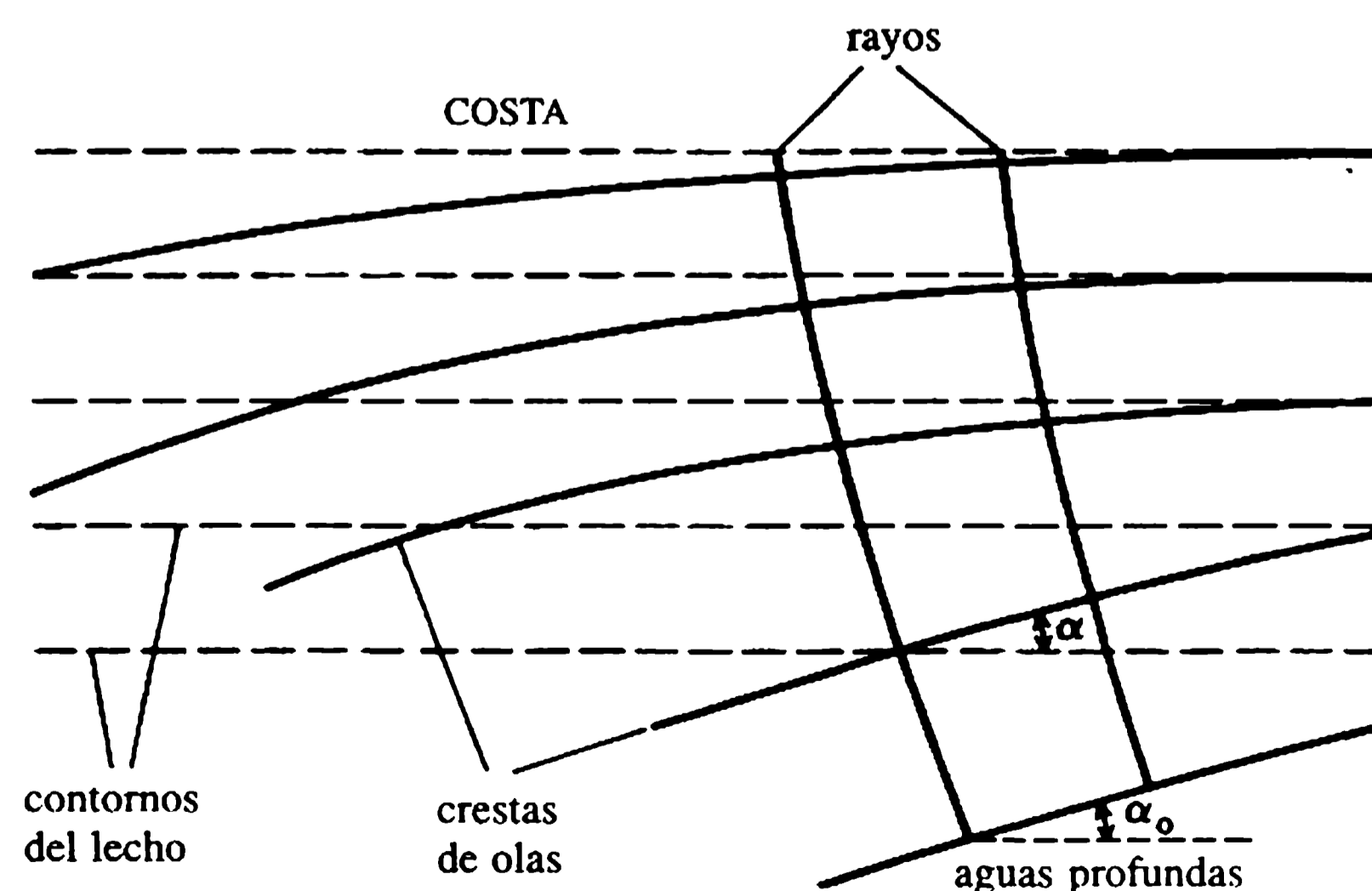
$$\frac{2\pi d}{L_0} = \frac{c}{c_0} \ln\left(\frac{1+c/c_0}{1-c/c_0}\right)^{1/2}. \quad (14.30)$$

En la figura 14.7 se muestra una onda que se aproxima a una costa con pendiente uniforme. En aguas profundas, las crestas de la ola forman un ángulo  $\alpha_0$  con los contornos del lecho. Las crestas se estiran y se balancean de manera que hacen un ángulo  $\alpha$  a medida que se aproximan a la costa, como se muestra en la figura 14.7. La celeridad  $c$  depende de la profundidad local y de la longitud de onda; es posible relacionarla con  $c_0$  aplicando la ley de refracción de Snell:

$$c/c_0 = \sin \alpha / \sin \alpha_0. \quad (14.31)$$

Si se considera una longitud de cresta  $b_0$  entre dos rayos adyacentes en aguas profundas; si la distancia normal entre los rayos escogidos localmente es  $b$ , entonces:

$$b/b_0 = \cos \alpha / \cos \alpha_0. \quad (14.32)$$



**Figura 14.7** Olas que se aproximan a la costa.

Para aguas que disminuyen gradualmente en profundidad, la ley de Snell muestra que  $\alpha < \alpha_0$ ; los rayos tienden a divergir a medida que la ola se mueve hacia la costa.  $(b_0/b)^{1/2}$  se denomina coeficiente de refracción,  $K_r$ .

Si se considera el flujo de energía,  $R$ , normal a la cresta de las olas:

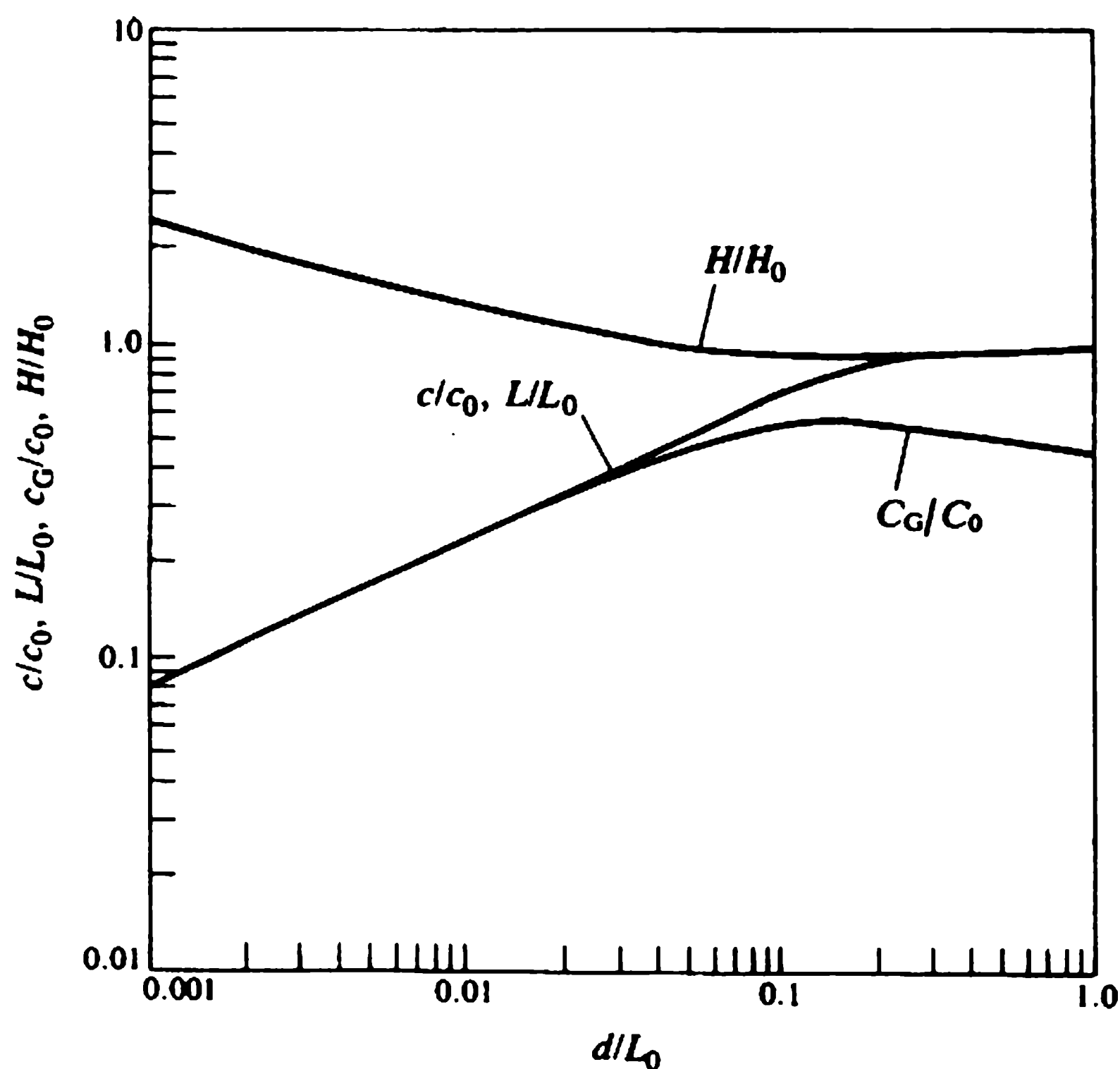
$$\frac{1}{8} \rho g H^2 b C_g = \frac{1}{8} \rho g H_0^2 b_0 C_{g0}. \quad (14.33)$$

$H$  puede expresarse como:

$$H = K_s K_r H_0 \quad (14.34)$$

donde  $K_s = (C_{g0}/C_g)^{1/2}$  es el coeficiente de vado. Para facilitar el dibujo de los patrones de refracción, se puede utilizar la figura 14.8, que muestra mediante gráficas las diversas propiedades de las olas localmente a profundidad  $d$ , expresada con respecto a las condiciones de aguas profundas.

Como la topografía del lecho puede ser bastante irregular, el enfoque numérico del diagrama de refracción involucra una determinación paso a paso del avance de las crestas de la ola. La celeridad local y la longitud de onda se toman como las de las olas de amplitudes pequeñas y largas crestas en una profundidad uniforme igual a la profundidad local. Un método de rastrear los rayos desde aguas profundas se ilustra en un ejemplo al final de este capítulo.



**Figura 14.8** Transformaciones de costa para una onda Airy.

**Rompimiento de olas**

Las olas en aguas profundas se rompen cuando su inclinación  $H_0/L_0$  excede  $1/7$ . En aguas poco profundas, el perfil de la ola se aproxima al de una ola solitaria antes de que se rompa, lo cual sucede cuando:

$$H/d = 0.78. \tag{14.35}$$

El *Manual de protección de costas* (Ejército de Estados Unidos, 1983) recomienda una fórmula en unidades del Sistema Internacional para el rompimiento de olas en aguas de poca profundidad como:

$$H/d = b - aH_0/gT^2 \tag{14.36}$$

donde  $a = 4.46g(1 - e^{-19s})$  y  $b = 1.561/(1 + e^{-19.5s})$ , donde  $s$  es la pendiente de la playa.

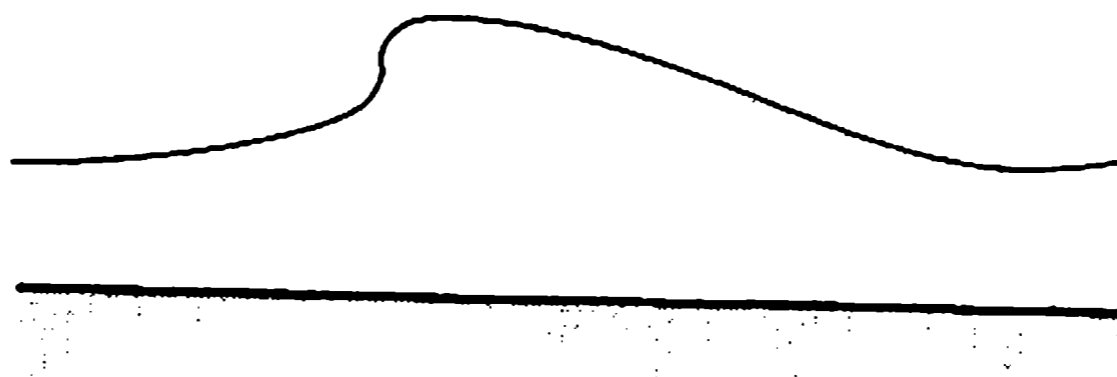
Tal como se muestra en la figura 14.9 se distinguen tres clases de rompimiento: de vertimiento, invertido y de pulsación. Como guía el parámetro adimensional:

$$\xi = s/(H_0/L_0)^{0.5} \tag{14.37}$$

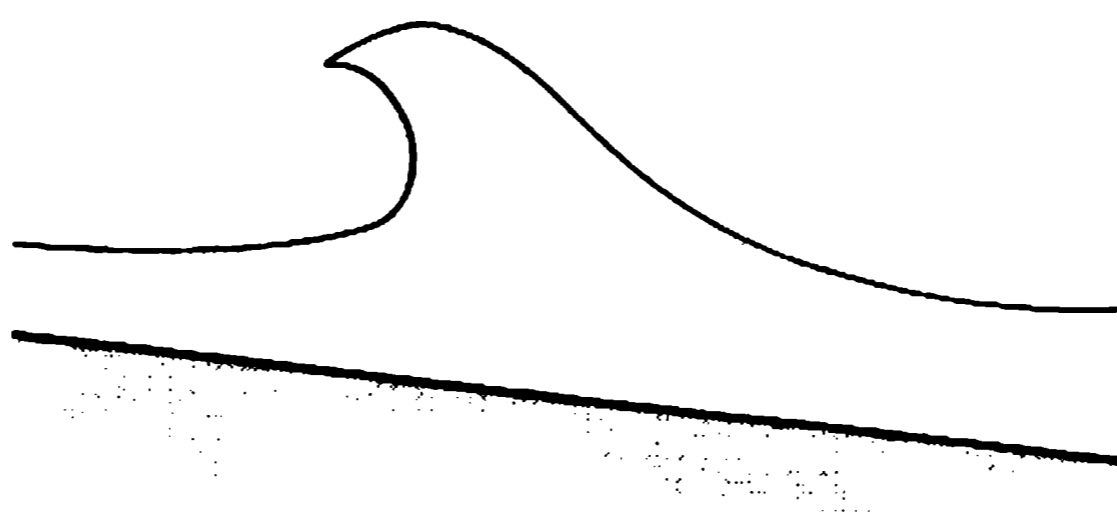
se relaciona con el tipo de rompimiento (figura 14.9).

Es posible relacionar la altura de la ola y la profundidad del agua en el sitio del rompimiento de la ola con las condiciones aguas arriba sin hacer unos cálculos

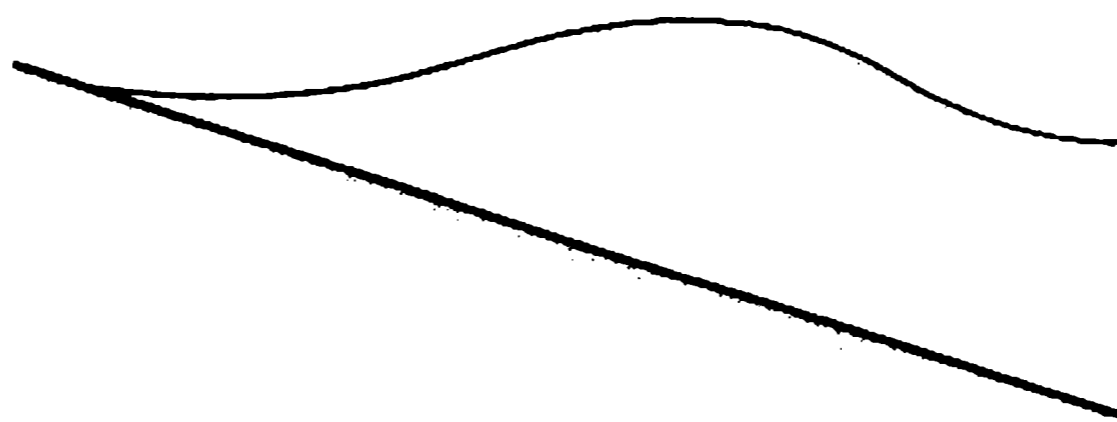
(a) de vertimiento ( $\xi < 0.5$ )



(b) invertido ( $0.5 < \xi < 3.3$ )



(c) de pulsación ( $3.3 < \xi$ )



**Figura 14.9** Rompimiento de olas en la playa.

detallados de refracción. Como antes, la forma de la ola en el instante del rompimiento, se considera como la de una ola solitaria [figura (14.2(c))]. El perfil de una ola solitaria con respecto al eje que se mueve con la celeridad de la ola es:

$$\eta/H = \operatorname{sech}^2[(3H/d)^{1/2}(x/2d)]. \quad (14.38)$$

Como resultado de la conservación de la energía, la energía que está contenida en una ola solitaria es igual a la de una ola en condiciones de aguas profundas y es dos veces la energía potencial (consistente con el resultado anterior de que la energía cinética y la potencial en una ola son iguales). La energía de una ola solitaria por unidad de longitud a lo largo de la cresta es, por tanto:

$$\begin{aligned} E_s &= 2 \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{2} \rho g \eta^2 dx \\ &= 2 \times 2 \frac{\rho g H^2}{2} \int_0^{\infty} \operatorname{sech}^4 \left[ \left( \frac{3H}{d} \right)^{1/2} \frac{x}{2d} \right] dx \\ &= \frac{8\rho g}{3\sqrt{3}} (Hd)^{3/2}. \end{aligned}$$

Al utilizar el criterio de la ecuación (14.35), la ecuación anterior se convierte en:

$$E_s = \frac{11.6}{3\sqrt{3}} \rho g H^3. \quad (14.39)$$

Como la energía de las olas que llegan en aguas profundas dentro de una sola longitud de onda es:

$$E_s = (1/8) \rho g H_0^2 L_0$$

ello da como resultado:

$$(H_b/H_0) = 0.38(H_0/L_0)^{-1/3} \quad (14.40)$$

y:

$$(d_b/H_0) = 0.49(H_0/L_0)^{-1/3}. \quad (14.41)$$

Las ecuaciones (14.40) y (14.41) son útiles para determinar la altura de la ola  $H_b$  y la profundidad de aguas poco profundas  $d_b$  en la que se rompe la ola, dadas las propiedades  $H_0$  y  $L_0$  en aguas profundas.

## 14.6 Reflexión de ondas

Una pared en un campo de ondas interactúa con una onda progresiva reflejándola; la onda reflejada se mueve con una dirección que depende del ángulo de la onda incidente. Si las crestas de la onda incidente son paralelas a la pared, las crestas de la onda reflejada también serán paralelas a ésta. El coeficiente de reflexión, que es la relación

entre la amplitud de la onda reflejada y la amplitud de la onda incidente, depende del ángulo de la onda incidente y de la capacidad de absorción de energía de la pared lo que, a su vez, depende de su geometría, su porosidad y su rugosidad.

En la teoría lineal, se permite la superposición lineal de los perfiles superficiales de las ondas incidente y reflejada. El perfil superficial de la onda incidente está dado por la ecuación (14.11a) como:

$$\eta_i = a \operatorname{sen}(kx - \sigma t)$$

y el debido a la onda reflejada está dado por:

$$\eta_r = a \operatorname{sen}(kx + \sigma t). \quad (14.42)$$

(Nótese que la dirección de la onda reflejada es la negativa de las  $x$  y que se supone reflexión total).

La superficie de la onda resultante se describe por:

$$\eta = \eta_i + \eta_r = 2a \operatorname{sen} kx \cos \sigma t. \quad (14.43)$$

La ecuación (14.43) representa una onda estacionaria, como se muestra en la figura 14.10. Las posiciones sin movimiento vertical se denominan nodos y las de máximas amplitudes se llaman antinodos.

Las ondas estacionarias que se forman adyacentes a una pared vertical pueden ocasionar erosiones profundas puesto que la velocidad de las partículas aumenta cerca del lecho debido al incremento en la altura de la onda.

## 7 Oscilaciones en dársenas bidimensionales

En una dársena cuyo ancho es uniforme y mucho menor que su longitud, ocurren oscilaciones con la dirección longitudinal. Las dársenas pueden idealizarse con ambos extremos cerrados o con uno solo cerrado. El primero es análogo a un puerto con una entrada en el extremo hacia el mar, mientras que el segundo puede tomarse como una aproximación de una bahía o un estuario. Las oscilaciones en el puerto y el estuario pueden activarse por las olas o mareas en el extremo del mar.

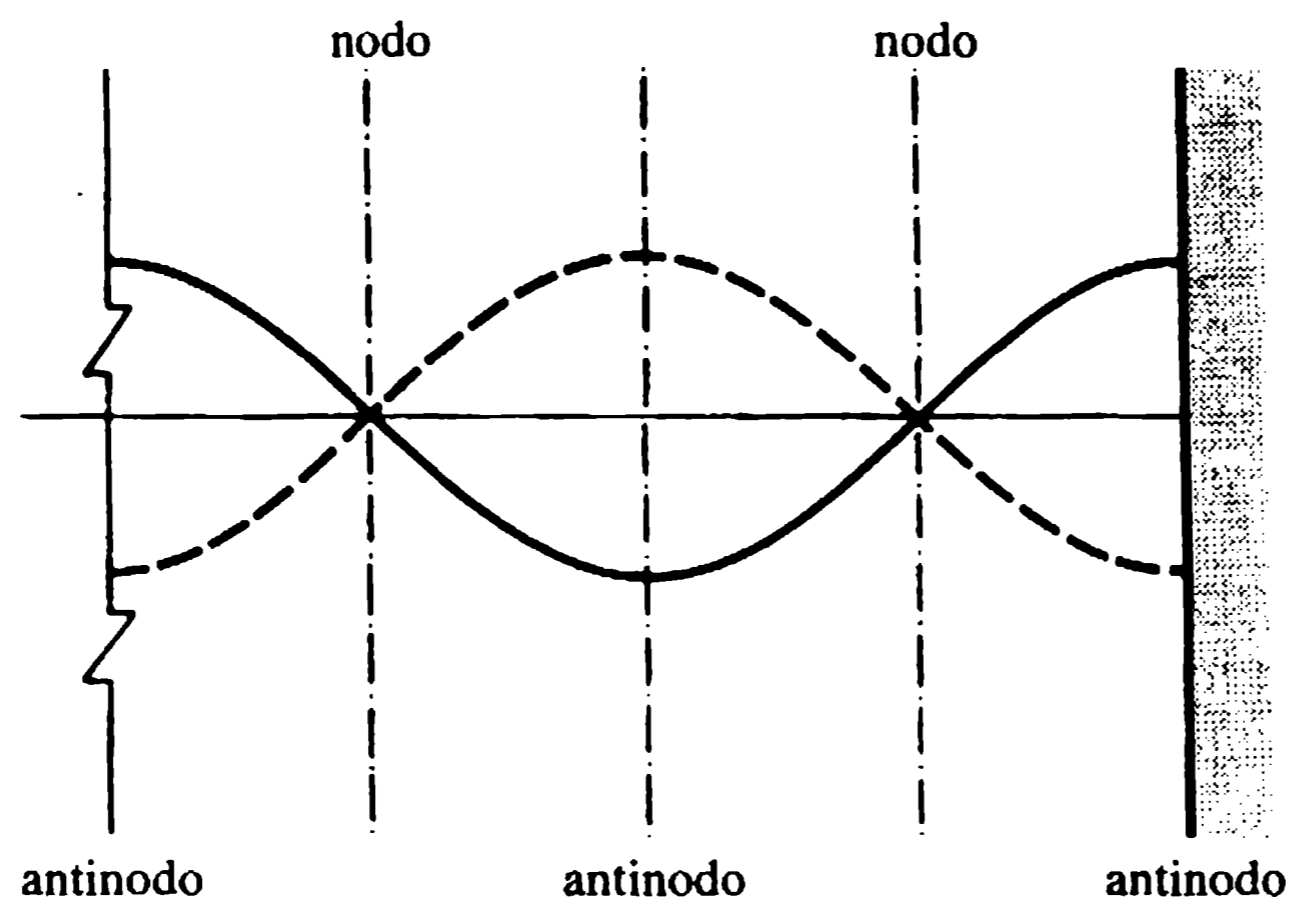
Los modos armónicos fundamental, segundo y tercero de oscilación de la dársena se muestran en la figura 14.11. La superficie del agua forma antinodos en las paredes verticales y nodos en los extremos abiertos de la dársena. La longitud de onda,  $L$ , y la longitud de la dársena,  $L_b$ , se relacionan de la siguiente manera:

$$\text{ambos extremos cerrados, } L_b = \frac{1}{2}L, L, \frac{3}{2}L, \dots;$$

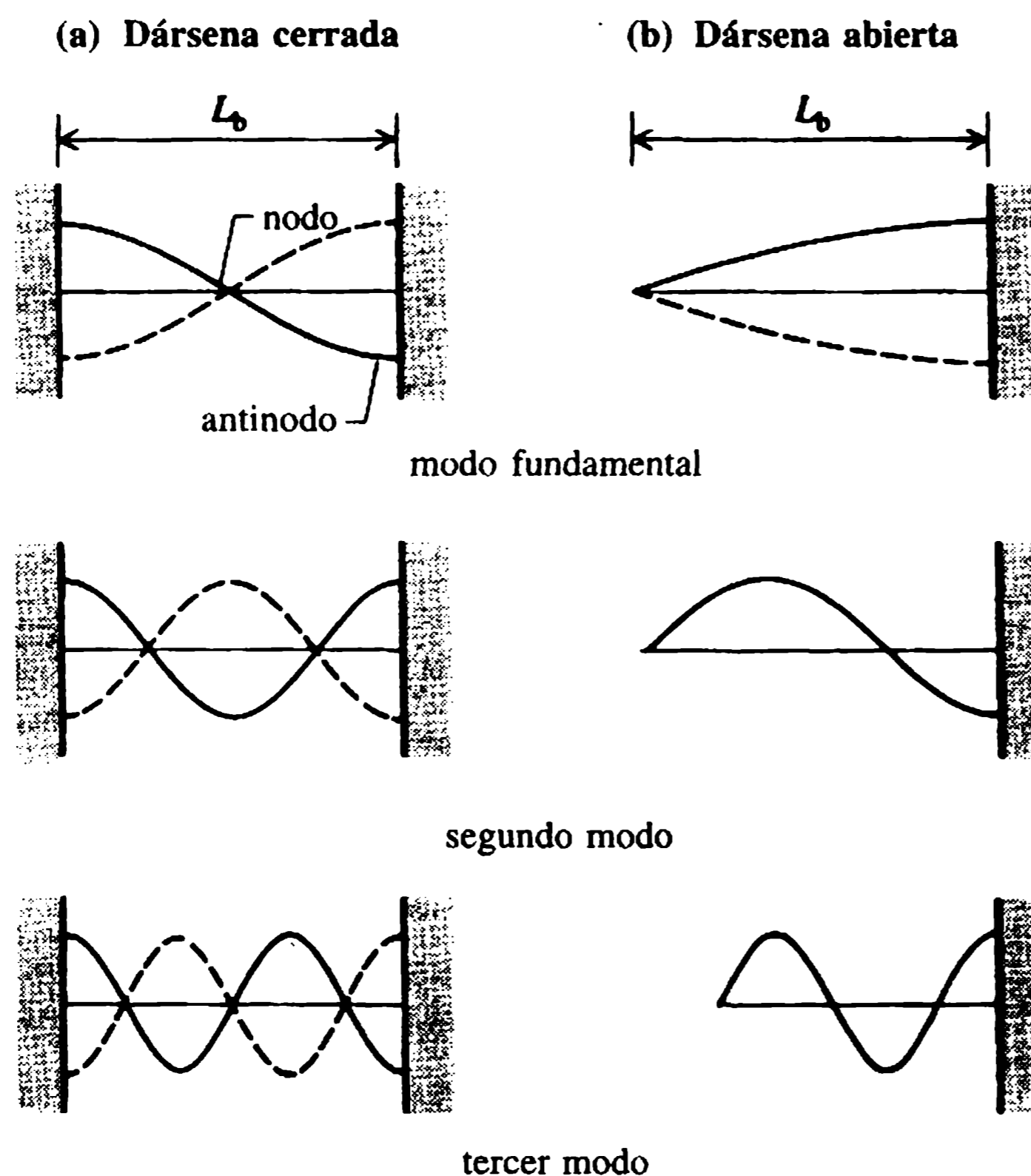
$$\text{un extremo cerrado y uno abierto, } L_b = \frac{1}{4}L, \frac{3}{4}L, \frac{5}{4}L, \dots$$

Si la dársena es larga, la longitud de onda puede ser grande con respecto a la profundidad del agua, y se pueden emplear los resultados del periodo de oscilación en aguas poco profundas, es decir:

$$T = L/c = L/(gd)^{1/2}.$$



**Figura 14.10** Ondas estacionarias formadas por la reflexión en una pared vertical.

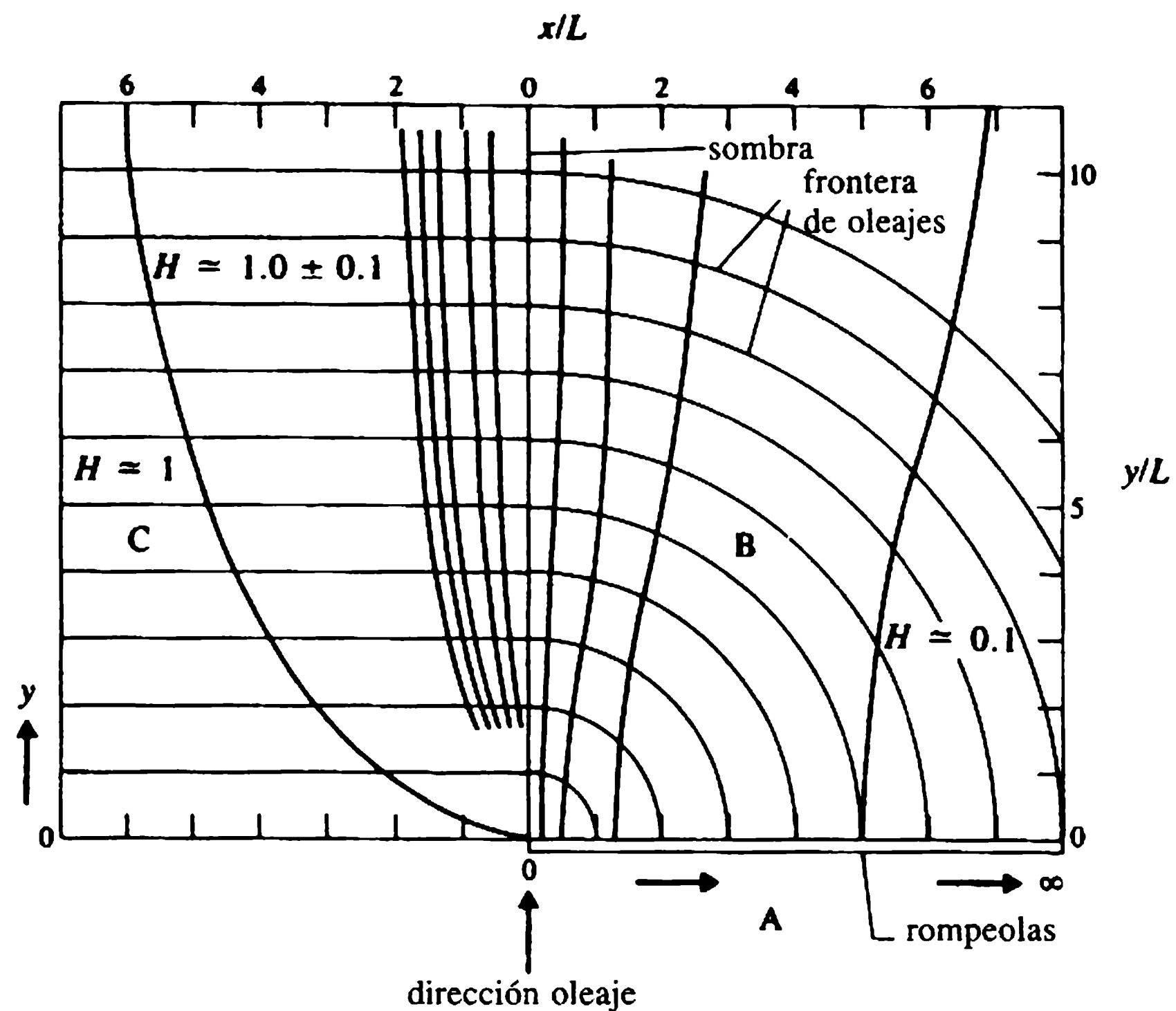


**Figura 14.11** Oscilaciones de una dársena.

Las olas que chocan sobre una estructura de longitud finita se curvan en el lado de sotavento de la estructura debido a la radiación de la energía de la onda. Éste es el proceso de difracción: la difracción de la onda en un rompeolas semiinfinito se muestra en la figura 14.12. Se pueden distinguir tres regiones en la figura: (1) la región que consta de ondas incidentes y reflejadas (A), (2) una región de sombra del rompeolas en la que la cresta forma arcos circulares (B) y (3) una región en la que las ondas incidentes progresan sin perturbación (C). A medida que las olas se espar-

## 14.8 Difracción de ondas





**Figura 14.12** Difracción de las ondas en presencia de un rompeolas semiinfinito (Muir Wood y Fleming, 1969).

cen por detrás de la estructura, sus amplitudes disminuyen. La relación entre la altura de la onda difractada y la de la incidente se denomina coeficiente de difracción. Para el caso específico de la difracción con ondas incidentes que forman diversos ángulos sobre un rompeolas largo, Muir Wood y Fleming (1969) han tabulado valores de los coeficientes de difracción.

El patrón de difracción a través de una abertura del rompeolas se obtiene suponiendo que las aberturas sean pequeñas o grandes. La solución para una abertura grande se obtiene superponiendo las dos soluciones para los dos rompeolas con una incidencia normal de las olas. Para las soluciones gráficas de diversos casos, el lector debe consultar a Wiegel (1964) y el *Manual de protección de costas* (Ejército de Estados Unidos, 1983).

## 4.9 Predicción de olas

### 14.9.1 GENERALIDADES

La energía de las olas es suministrada por el viento que sopla sobre el océano. El inicio de la formación de las olas está influenciado por la tensión superficial; aunque ésta es importante en experimentos en modelos, no tiene importancia en la práctica de la ingeniería. Las olas se generan sobre la superficie inicialmente plana del agua debido al movimiento de los patrones de turbulencia de la corriente de aire que producen presión; en las últimas etapas de desarrollo de las olas, la energía requerida para el crecimiento de la ola proviene directamente del movimiento medio del viento.

Las olas generadas por el viento tienen un intervalo amplio de frecuencias y longitudes de onda. Las olas más largas son aquellas cuya celeridad es igual a la velocidad del viento. Las más empinadas se determinan por la condición de rompimiento en aguas profundas. Las alturas y periodos generados dependen de la velocidad del viento,  $U$ , la distancia o luz,  $F$ , por encima de la cual el viento sopla y la duración,  $T_w$ , del viento.

Existe cierta interacción entre el viento y el espaciamiento isobaro dado en los diagramas meteorológicos. En la práctica de meteorología, las isobaras se espacian 4 mbar en el Reino Unido y 3 mbar en los Estados Unidos. La dirección del viento es paralela a las líneas isobaras pero es modificada por la fricción a lo largo de la superficie del agua. La distribución normal de presiones a las isobaras está determinada por la fuerza de Coriolis que resulta de la rotación de la tierra y la fuerza centrípeta debida a la curvatura de las masas de aire en movimiento. El viento resultante se denomina viento gradiente. Cuando las isobaras son paralelas y rectas, sólo la fuerza de Coriolis es importante y el viento se denomina viento geostrófico. La ecuación que gobierna el movimiento del viento geostrófico en un punto particular es:

$$\frac{1}{\rho_a} \frac{\partial p}{\partial n} = 2U\Omega \text{ sen } \lambda \quad (14.44)$$

donde  $\partial p/\partial n$  es la presión normal a la isobara,  $U$  la velocidad del viento,  $\rho_a$  la densidad del aire,  $\Omega$  la velocidad angular de la rotación de la tierra y  $\lambda$  la latitud.

Para estimar las características de altura de las olas generadas por el viento, las longitudes expuestas a la acción del viento (luzes)  $F$  tienen que estimarse a partir de un mapa climático (Ejército de Estados Unidos, 1983). Una estimación aproximada de la luz es la distancia a lo largo de las curvas isobaras desde el punto hasta la posición vientos arriba en que la tangente a las isobaras se desvía cerca de  $15^\circ$ . Si el viento sopla con dirección del mar desde la costa, entonces la longitud de la luz está limitada por la costa. La información meteorológica proporciona una ayuda para estimar la duración de los vientos.

#### 14.9.2 ALTURA Y PERIODO SIGNIFICANTES DE LAS OLAS

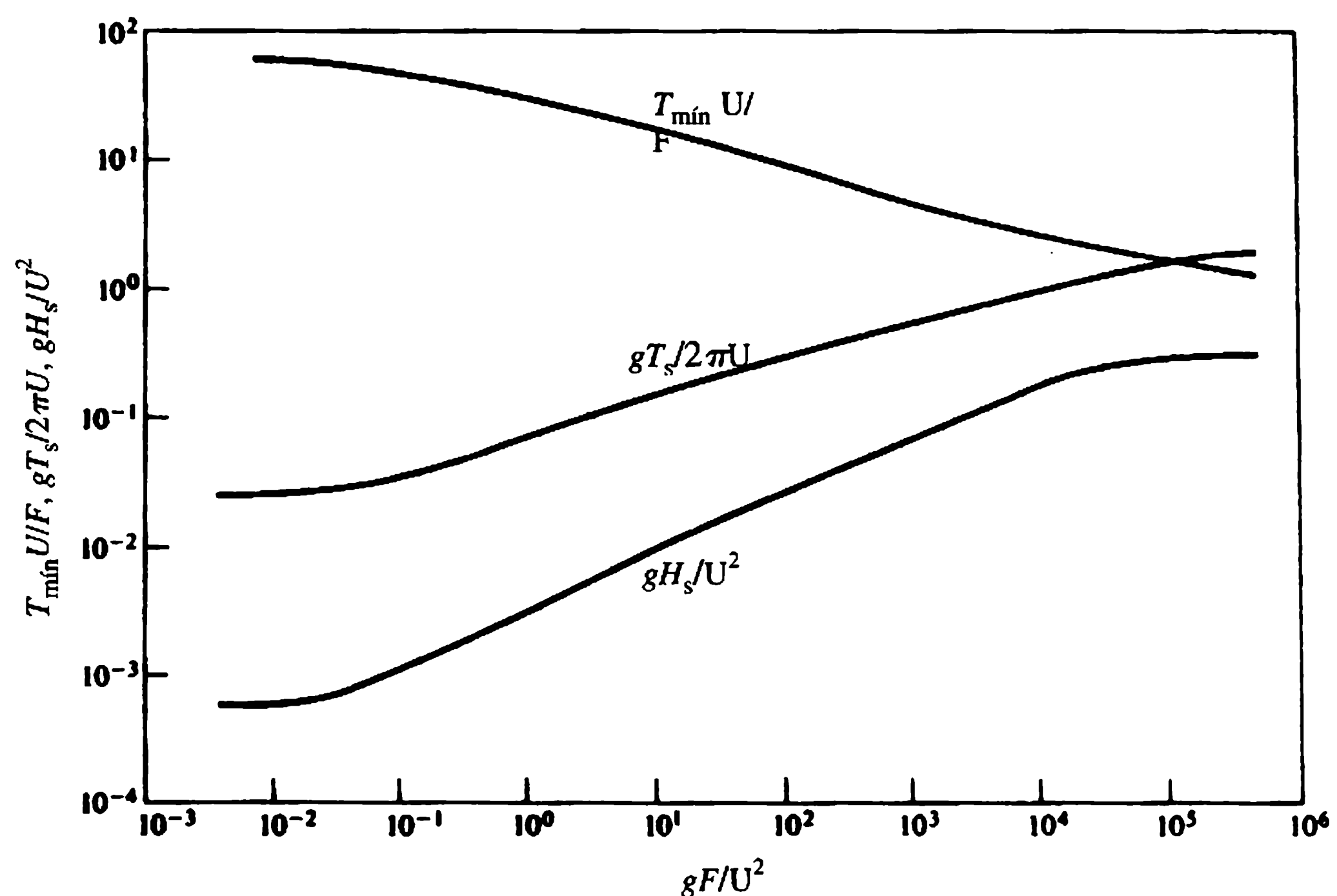
Una altura significativa de ola,  $H_s$ , y el periodo de la ola,  $T_s$ , son la altura y periodo medios del tercio mayor de las olas de la muestra. Otros periodos característicos de la ola son el periodo medio de las olas cuyos senos y crestas están por encima del nivel del mar (SWL) y el periodo de la ola correspondiente a aquel en que el espectro exhibe un pico.

Otra medida del periodo de la ola, llamado el periodo de cruce cero, se obtiene de la producción de un registro de olas. Se determina encontrando el número de veces,  $N$ , en que la traza del registro cruza el nivel del agua en reposo a medida que el nivel del agua pasa de seno a cresta. El periodo de cruce cero,  $T_z$ , es igual a la duración del registro dividido por  $N$ . Para aplicaciones en ingeniería (Tucker, 1963),  $T_z$ , es casi igual al periodo significativo  $T_s$ .

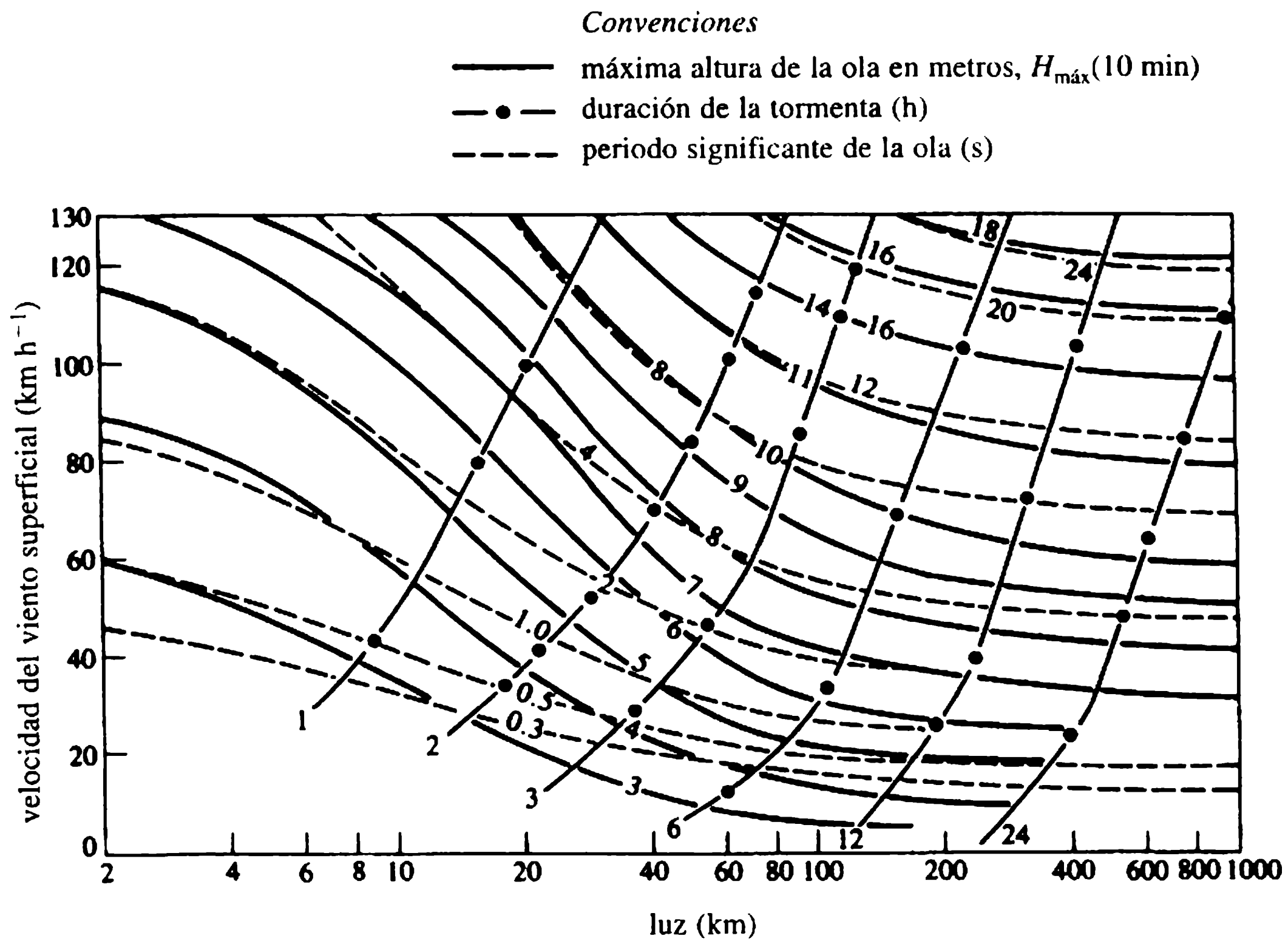
La altura significativa de la ola,  $H_s$ , se utiliza como altura de la ola de diseño en la práctica de la ingeniería de costas. En el primer método de predicción de ondas, conocido como el método Sverdrup, Munk y Breitsneider (SMB) (King, 1972) y aplicable en aguas profundas,  $H_s$  y  $T_s$  están relacionadas con la luz  $F$ , duración del viento  $T_w$  y la aceleración de la gravedad  $g$ . La relación se muestra en la figura 14.13 en forma adimensional. La curva de  $T_{\text{mín}} U/F$  contra  $gF/U^2$  da el tiempo mínimo,  $T_{\text{mín}}$ , requerido para la generación de ondas de máxima energía para una luz y una velocidad del viento dadas. Si la duración del viento,  $T_w$ , es mayor que  $T_{\text{mín}}$ , la generación de la onda está limitada por su luz. En este caso, se busca  $H_s$  para la luz dada.

Por otra parte, si  $T_w < T_{\text{mín}}$  la producción de ondas está limitada por la duración. De acuerdo con la curva  $T_{\text{mín}} U/F$  contra  $gF/U^2$  (figura 14.13) se puede encontrar un  $F$  correspondiente a  $T_w = T_{\text{mín}}$  y del valor de  $F$  determinado así, se halla  $H_s$ . La figura 14.13 también se utiliza para encontrar  $T_s$ .

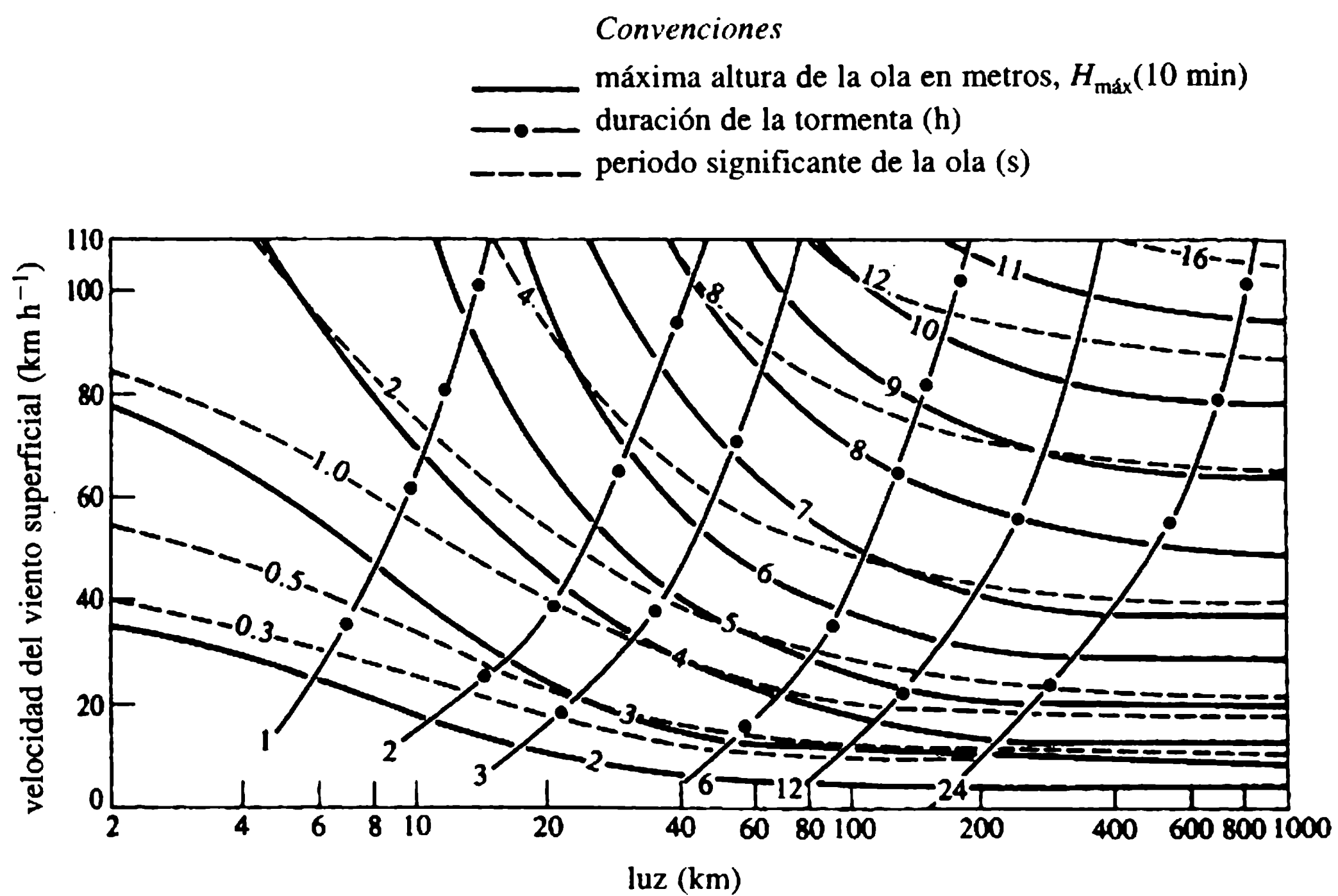
Darbyshire y Draper (1963) presentaron unos diagramas de amplio uso (figura 14.14) para la predicción de ondas con base en observaciones en Gran Bretaña. La figura 14.14 permite determinar  $H_{\text{máx}}$  y el periodo de las ondas en aguas profundas en función de la velocidad del viento ( $\text{km h}^{-1}$ ), duración (h) y luz (km).  $H_{\text{máx}}$  es la máxima altura de la ola en un registro de olas de longitud de 10 minutos. Como ocurre con el método de SMB, la altura de la ola está limitada por la luz o por la duración. Darbyshire y Draper encontraron que los registros recolectados en áreas costeras, donde la profundidad varía de 30 m a 45 m, mostraron diferencias importantes respecto a los recolectados en aguas oceánicas. La figura 14.15 facilita la determinación de  $H_{\text{máx}}$  y el periodo de aguas costeras en función de la velocidad del viento ( $\text{km h}^{-1}$ ), la duración (h) y la luz (longitud expuesta a la acción del viento) (km).



**Figura 14.13** Gráfica de la luz para aguas profundas (King, 1972).



**Figura 14.14** Gráfica de la luz para aguas oceánicas (Darbyshire y Draper, 1963).



**Figura 14.15** Gráfica de la luz para aguas costeras (Darbyshire y Draper, 1963).

Un método alternativo de predicción de olas está basado en el espectro de frecuencia de las mismas. En este método se supone que las olas irregulares del océano tienen frecuencias,  $f$ , que van desde 0 hasta el infinito. Si el valor medio cuadrado de las amplitudes de las olas en el intervalo  $f - \Delta f/2$  y  $f + \Delta f/2$  es  $\overline{a^2(f)}$ , la energía por unidad de frecuencia centrada en  $f$  es:

$$E(f) = \frac{1}{2} \overline{a^2(f)} / \Delta f.$$

$E(f)$  suministra el espectro de energía que muestra el contenido de energía para varios componentes de frecuencia. El valor medio cuadrado de las amplitudes de la onda está dado por:

$$\frac{1}{2} \overline{a^2} = \int_0^{\infty} E(f) df$$

o:

$$= \frac{1}{8} H_{\text{rms}}^2. \quad (14.45)$$

Un mar totalmente desarrollado es aquel para el que la luz y la duración del viento son ilimitadas, de manera que para una velocidad del viento dada las ondas no crecen más y el campo de olas alcanza un estado permanente. El espectro Pierson-Moskowitz para el mar totalmente desarrollado (Pierson y Moskowitz, 1964) es:

$$E_{\text{PM}}(f) = \alpha g^2 (2\pi)^{-4} f^{-5} \exp\left[-\frac{5}{4} \left(\frac{f}{f_m}\right)^{-4}\right] \quad (14.46)$$

donde  $\alpha$  es la constante de Phillips (igual a 0.0081) y  $f_m = 0.8772(g/2\pi U_{19.5})$ .  $U_{19.5}$  es la velocidad del viento medida 19.5 m por encima de la superficie del mar.

Al sustituir la ecuación (14.46) en la ecuación (14.45) y realizar la integración, el valor rms de las alturas de las olas es:

$$H_{\text{rms}} = 0.316 \frac{g \alpha^{1/2}}{\pi^2 f_m^2}, \quad (14.47)$$

$$T_s \simeq T_z = 0.7104 / f_m.$$

El Proyecto Conjunto de las Olas del Mar del Norte (JONSWAP, su sigla en inglés) produjo un espectro de frecuencia para el mar desarrollado (Hasselmann *et al.*, 1976). Las velocidades del viento para las mediciones de las olas de JONSWAP fueron tomadas 10 m por encima del nivel de agua en reposo:  $U_{10} = 0.93 U_{19.5}$ . El espectro es:

$$E_J(f) = \alpha g^2 (2\pi)^{-4} f^{-5} \exp\left[-\frac{5}{4} \left(\frac{f}{f_m}\right)^{-4}\right] \gamma^q \quad (14.48)$$

donde:

$$\alpha = 0.076(gF/U_{10}^2)^{-0.22}, \quad q = \exp[-(f-f_m)^2/2\sigma_1^2 f_m^2],$$

$$U_{10} f_m / g = 3.5(gF/U_{10}^2)^{-0.33},$$

$$\sigma_1 = \begin{cases} 0.07 & \text{for } f < f_m, \\ 0.09 & \text{for } f \geq f_m, \end{cases}$$

$$\gamma = 3.3, \quad T_s \approx T_z = 0.777/f_m.$$

La energía de la ola en el espectro de JONSWAP está concentrada en una banda de frecuencias más angosta y tiene unos picos más altos que la del espectro de Pierson-Moskowitz.

## 14.10 Estadística de las olas

En general, los registros de las olas en un sitio particular se recolectan durante periodos de tiempo que van desde 15 min a 1 h, espaciados en intervalos de cerca de 3 h. Cada registro es una muestra que proporciona las estadísticas a corto plazo. Para una banda angosta de frecuencias en la que se concentra la energía de la ola, el registro puede describirse mediante la distribución de Rayleigh. Si  $P(H)$  es la probabilidad de que la altura de una onda excederá  $H$ , entonces:

$$P(H) = \exp[-(H/H_{\text{rms}})^2]. \quad (14.49)$$

$H_{\text{rms}}$  es el valor de la raíz de los promedios al cuadrado de las alturas de las ondas, definido como:

$$H_{\text{rms}}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N H_i^2 \quad (14.50)$$

donde  $N$  es el número de valores de  $H$  en la información. Nótese que  $P(H)=1$  para  $H=0$  y 0 para  $H$  tendiendo a infinito. Si se utiliza la distribución de Rayleigh, ahora se puede estimar el promedio de las  $n$  olas más altas. Por ejemplo, para  $n=3$ , el promedio es la altura significativa de la onda,  $H_s$ ,

$$H_s = \sqrt{2} H_{\text{rms}}. \quad (14.51)$$

A partir de la ecuación (14.47), para el espectro de Pierson-Moskowitz,

$$H_s = 0.447 g \alpha^{1/2} / \pi^2 f_m^2. \quad (14.52)$$

Carter (1982) realizó la integración numérica del espectro JONSWAP y encontró la expresión para  $H_s$ , como:

$$H_s = 0.552 g \alpha^{1/2} / \pi^2 f_m^2. \quad (14.53)$$



También se puede hacer la estimación de una ola de diseño con base en los registros utilizando estadísticas de las olas a largo plazo. A menudo  $H_s$  se selecciona para un cierto periodo de retorno  $T_R$ , es decir, se espera que la altura de la ola de diseño (significativa) sea excedida en un año durante  $T_R$  años. De este modo:

$$T_R = 1/P(H_s). \quad (14.54)$$

Es una práctica común utilizar periodos de retorno de 50 –o 100– años como nivel de protección para la mayoría de las estructuras costeras.

Se han propuesto diversas distribuciones probabilísticas para describir las estadísticas a largo plazo, entre ellas la distribución log-normal de uso común en la ingeniería de costas. Es una distribución normal o gaussiana de la variable  $\ln(H_s)$  en lugar de  $H_s$ . La probabilidad  $P(H_s)$  para la distribución log-normal es:

$$P(H_s) = 1 - \frac{1}{(2\pi)^{1/2}} \int_0^{H_s} \frac{1}{\sigma_s H_s} \exp\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{z_s - \mu_s}{\sigma_s}\right)^2\right] dH_s \quad (14.55)$$

donde  $z_s = \ln(H_s)$ . Los dos parámetros  $\mu_s$  y  $\sigma_s$  son la media y la desviación estándar de la variable  $\ln(H_s)$ . Para una muestra de los valores  $N$  de  $H_s$ , éstos se definen como:

$$\mu_s = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \ln(H_s)$$

y:

$$\sigma_s^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N [\ln(H_s)]^2.$$

Antes de intentar estimar la altura de la ola de diseño para un periodo de retorno, primero se debe verificar que la información recolectada se aproxime a la distribución de probabilidad escogida. Se pueden adoptar los siguientes pasos:

1. Los valores de  $H_s$  para cada uno de los registros se ordenan en forma ascendente por su magnitud. Sea  $N$  el número de  $H_s$ .
2. Se utiliza una fórmula para relacionar  $P(H_s)$  con  $H_s$  que se dibuja en un papel de probabilidad:

$$P(H_s) = \frac{\text{número de olas que exceden } H_s}{N+1}$$

3. Los puntos de información  $[H_s, P(H_s)]$  se dibujan en un papel de probabilidad correspondiente a la distribución de probabilidad escogida. Dichos puntos se acercarán a una línea recta si se ajustan a la distribución escogida (ver ejemplo).
4. Se extrapola la línea recta para determinar la altura de la ola de diseño para el periodo de retorno escogido  $T_R$ . Si el intervalo de tiempo de registro es  $\tau$ , entonces:

$$T_R = \tau/P(H_s)$$

en donde  $\tau$  se expresa en unidades de años. Por ejemplo, si  $\tau = 3$  h, equivale entonces a 1/2920 de año.

Si la distribución log-normal no se ajusta a la información, ésta se puede aproximar mediante la distribución de Weibull:

$$P(H_s) = \exp\left[-\left(\frac{H_s - H_c}{H_0}\right)^{k_1}\right]. \quad (14.56)$$

$H_c$  es la mínima altura de la onda en el sitio; se encuentra examinando los registros a largo plazo mediante ensayo y error en la búsqueda del mejor ajuste a la distribución de Weibull. Los parámetros de  $H_0$  y  $k_1$  se obtienen después de llegar al mejor ajuste. Nótese que la distribución de Weibull utiliza tres parámetros, mientras que la distribución log-normal utiliza sólo dos.

Las distribuciones de valores extremos pueden utilizarse para estimar las alturas de la onda de diseño en un periodo de retorno específico. Se relacionan con la mayor altura de la onda para cada año durante un periodo de años. Las estadísticas de valores extremos requieren información de un número considerable de años. Si la información de por lo menos 30 años no está disponible, se prefieren las estadísticas a largo plazo. Las estadísticas de valores extremos se tratan ampliamente en Goda (1979), Isaacson y Mackenzie (1981) y Bruun (1985).

#### 14.11.1 GENERALIDADES

El término ‘defensa costera’ se utiliza para describir esquemas que previenen las inundaciones de las costas y protegen de la erosión la línea costera existente. Al planear obras de ingeniería de costas, deben tenerse en cuenta factores tales como: las causas de erosión de la línea costera existente, la dirección en la magnitud de las olas y las oleadas, el intervalo de las mareas, el transporte de sedimentos, el efecto de las estructuras planeadas sobre el régimen costero y, por supuesto, factores económicos, sociales y ambientales. Antes de proceder con el esquema de defensa costera, son esenciales, entonces, los estudios de costo-beneficio y de impacto ambiental.

La protección de la línea costera puede involucrar esquemas como muros de contención, rompeolas paralelos al litoral, espolones y provisiones para el crecimiento de las playas. Es claro que la interacción de las olas con estas estructuras es de gran importancia para su diseño.

Las playas se ajustan ellas mismas para absorber la energía de las olas; si el clima de las olas exhibe gran variabilidad, los perfiles de las playas se hacen muy complejos. Cuando se rompen las olas, el flujo es intensamente turbulento y se pueden transportar grandes cantidades de sedimento en suspensión. La subsecuente arremetida del agua puede conducir incluso sedimentos gruesos hacia la playa. El alejamiento es lento y puede transportar mar adentro sedimentos relativamente pequeños. Si la energía de las olas que se acercan es pequeña, sólo los sedimentos más finos se mueven hacia la costa. El sedimento transportado durante un periodo de tiempo

### 14.11 Defensa de la costa

depende de la variación en el clima de las olas, incluyendo la dirección de ataque de las olas. Además de la arremetida y el alejamiento del agua de la playa, el movimiento de las olas origina dos tipos de corriente importantes: de corte y longitudinales.

La corriente de corte es el flujo estrecho y fuerte con la dirección del mar como resultado de las características del lecho y de la formación de corrientes opuestas a lo largo del litoral. Por ejemplo, cuando el agua queda atrapada entre obstáculos, como barras de arena, se forma una corriente a lo largo de la costa que puede drenarse mediante una corriente de alta velocidad hacia el mar a través de una abertura en las barras de arena (figura 14.16). Entonces el transporte de agua sobre la barra de arena (por ejemplo, por un rompeolas grande) alimenta la corriente de corte para formar una circulación cercana al litoral.

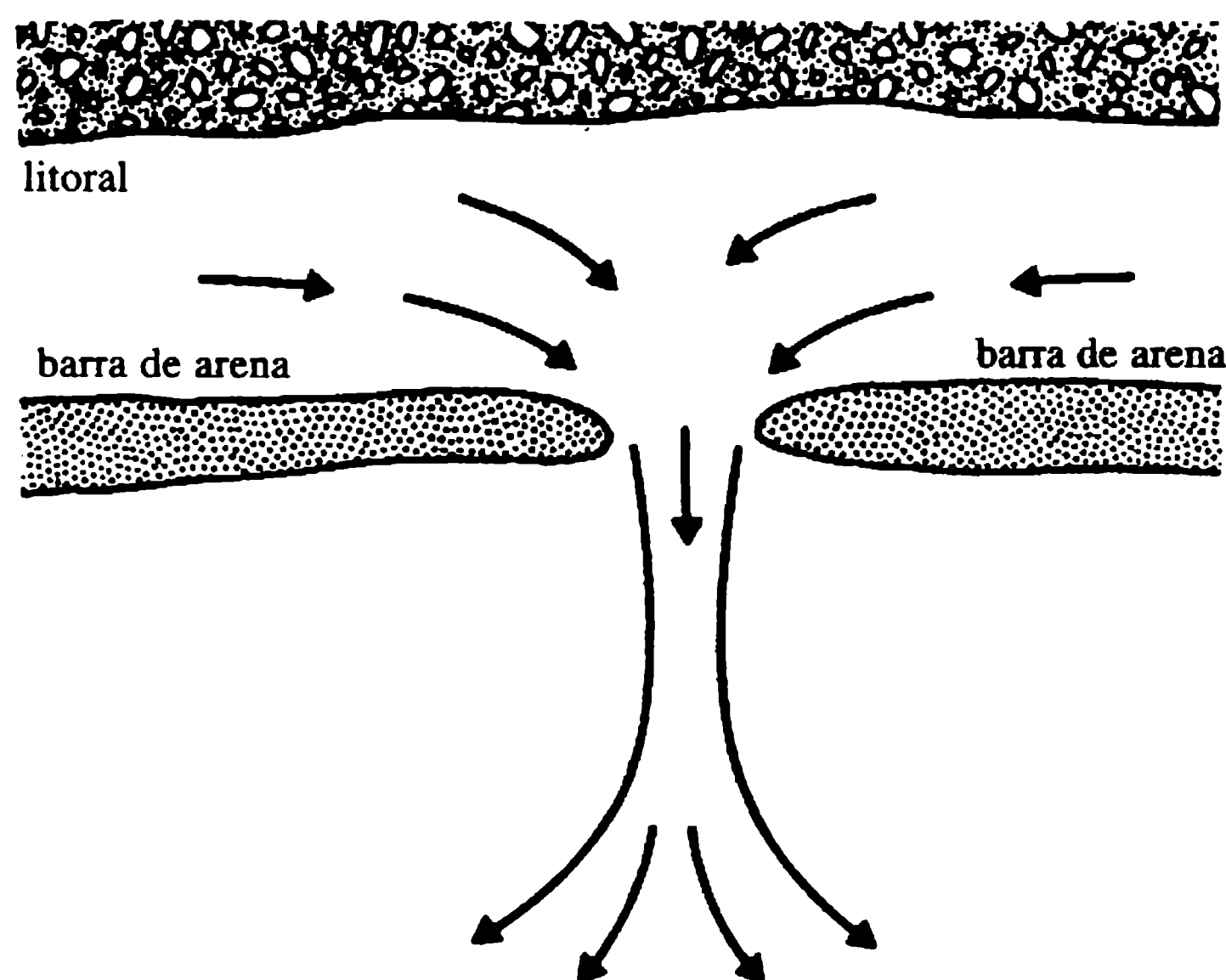
Cuando las olas se rompen formando un ángulo con el litoral, se establece una corriente longitudinal paralela a la línea de la costa (figura 14.17), responsable del transporte neto de sedimento a lo largo del litoral. El conocimiento de la capacidad de transporte de sedimentos en las corrientes longitudinales es importante para prevenir la erosión de la playa o para ubicar una entrada a un puerto.

La capacidad del transporte de sedimento está relacionada con la potencia de la ola en el instante en que ésta se rompe:

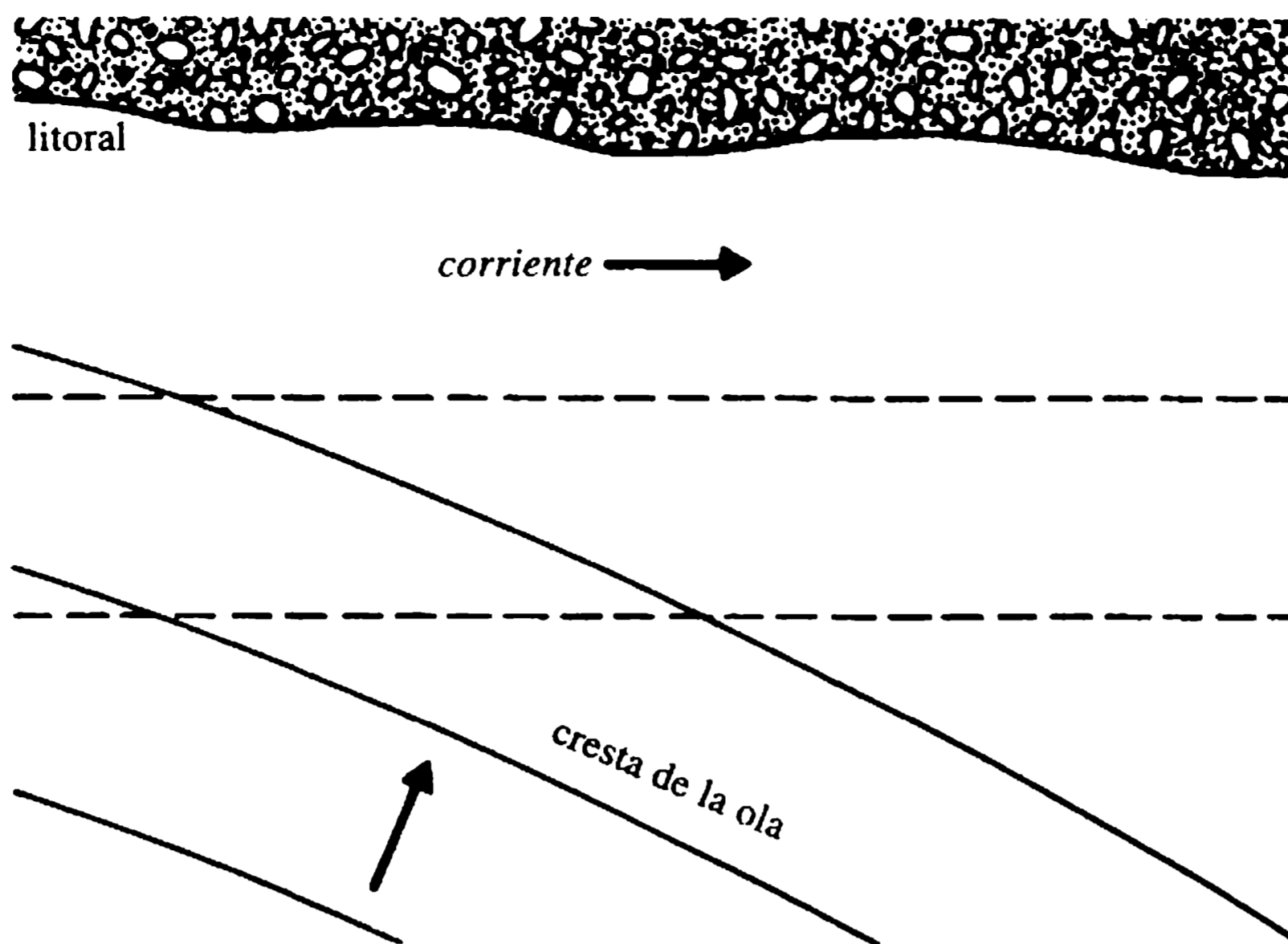
$$R_b = \frac{\rho g}{8} H_b^2 C_{g_b} \sin \alpha_b \cos \alpha_b \quad (14.57)$$

donde el subíndice 'b' se refiere a las cantidades en el instante del rompimiento de la ola, y  $\alpha$  es el ángulo de las crestas con el contorno del lecho. El peso sumergido del sedimento transportado por unidad de tiempo es:

$$G_s = (\rho_s - \rho) g a' Q_s \quad (14.58)$$



**Figura 14.16** Corrientes de corte.



**Figura 14.17** Corrientes longitudinales.

donde  $\rho_s$  es la densidad de los sedimentos,  $Q_s$  es la tasa volumétrica de los sedimentos y agua transportada y  $a'$  es la relación entre el volumen de sedimentos y el volumen total (de ordinario 0.6).

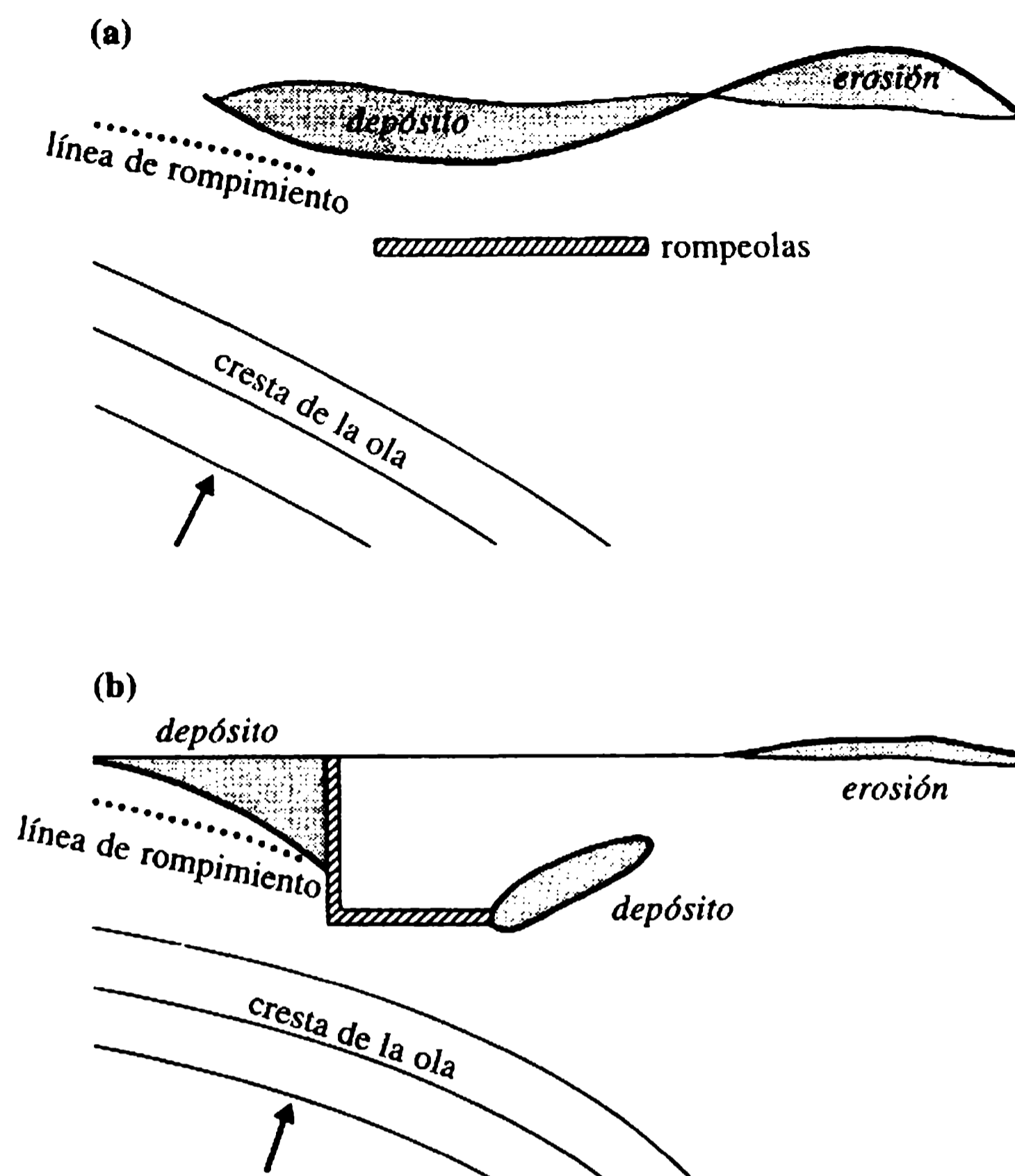
Una relación empírica entre  $G_s$  y  $R_b$  es:

$$G_s = 0.39R_b. \quad (14.59)$$

La mayor parte del apilamiento de arena ocurre en la zona de rompimiento. La dirección del apilamiento o el transporte en el litoral están determinados por la dirección de la corriente longitudinal. Puede ocurrir una inversión temporal de dirección como resultado de una variación del ángulo de aproximación de las olas. Como el ataque de la ola predomina con una dirección durante un periodo de tiempo, se da un transporte neto de sedimento con esa dirección.

Estructuras tales como rompeolas separados de la orilla y espolones interfieren con el apilamiento en el litoral. Por lo normal, un rompeolas separado se construye paralelo a la línea de costa para proporcionar un área protegida de la acción de las olas [figura 14.18(a)]. Los efectos de refracción y difracción producen una disminución de la energía detrás del rompeolas, originando así depósitos en el área protegida.

Los rompeolas conectados a la orilla [figura 14.18(b)], que se extienden a través de la zona litoral, actúan como una barrera. Si el apilamiento en el litoral originalmente está en equilibrio, el rompeolas producirá al inicio depósitos en el lado aguas arriba del apilamiento, y debido a la reducida concentración de sedimentos en la corriente longitudinal, ocasionará erosión en el lado aguas abajo del apilamiento. A medida que el tiempo pasa, el movimiento de sedimentos tenderá de nuevo hacia el equilibrio y los sedimentos se moverán a lo largo de la cara del rompeolas y se depositarán en el lado de sotavento.



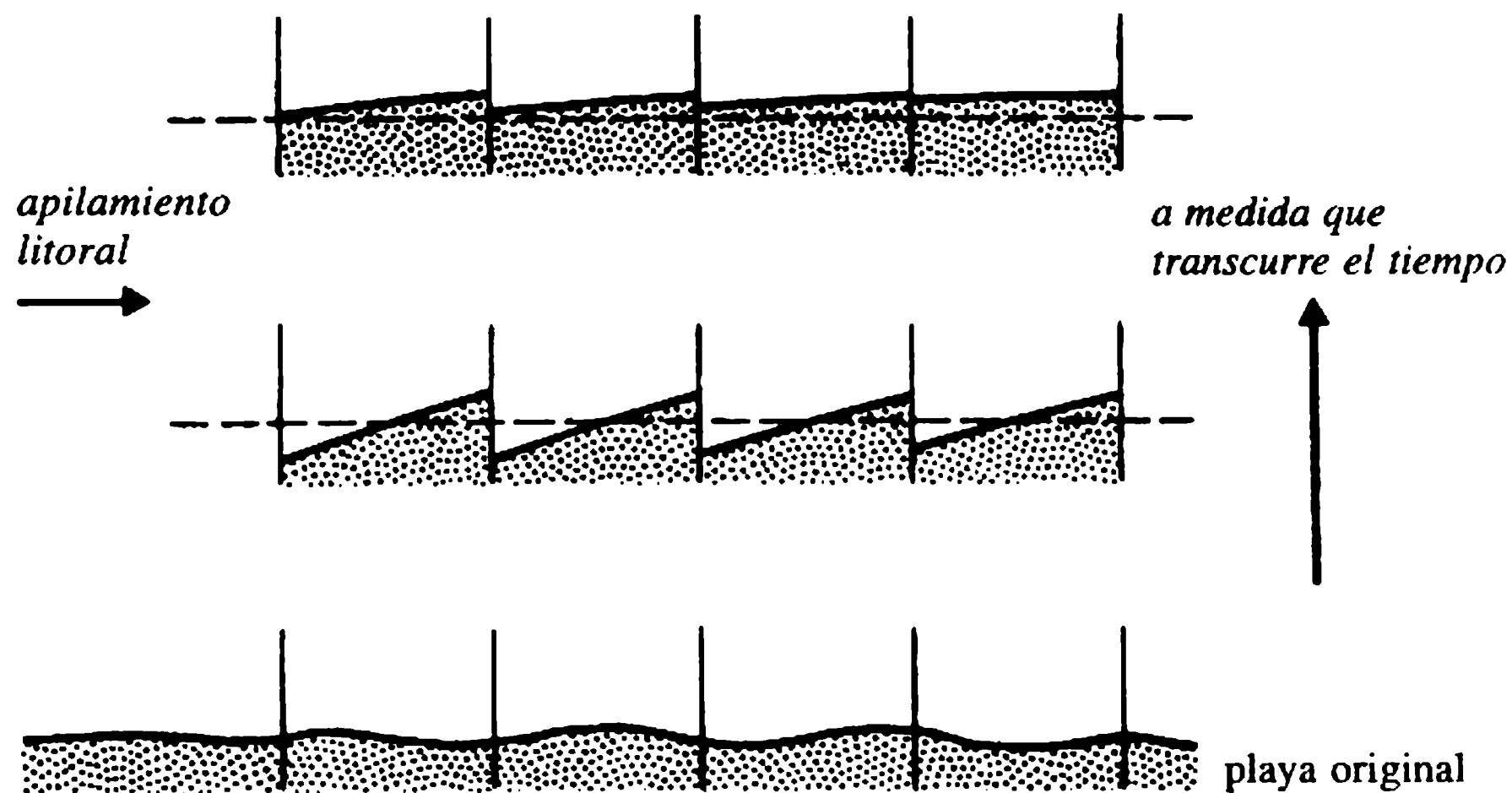
**Figura 14.18** Efectos de rompeolas sobre el apilamiento en el litoral.

#### 14.11.2 ESPOLONES

Uno de los métodos para proteger una playa o un litoral de la erosión es construir una serie de espolones, en general perpendicular al litoral. Atrapan la arena transportada por las corrientes longitudinales, pero pueden producir erosión aguas abajo del apilamiento debido a la escasez de material de playa.

Los espolones se construyen de madera, concreto, rocas, piedras o acero; también se utilizan enrocado y bloques de concreto, la selección del material depende de la disponibilidad y los costos. La longitud de los espolones está relacionada con el apilamiento en el litoral. Cuanto más pequeño sea éste más pequeños son los espolones. La altura de los espolones está relacionada con la profundidad requerida de los depósitos. En las etapas iniciales posteriores a la erección de los espolones, el área aguas abajo de los mismos se tiene que alimentar con material de la playa para evitar la depresión indeseable de la playa. A medida que pasa el tiempo, dicho material cubre los espolones para llenar sucesivamente los compartimientos adjuntos hasta que las playas invaden el mar (figura 14.19).

La longitud de desplazamiento de los espolones depende de la cantidad de sedimento que va a ser atrapado, el tamaño del material de la playa y el ángulo de ataque



**Figura 14.19** Operación de un sistema exitoso de espolones.

de la ola. Las playas de gravas requieren espolones cortos mientras que las playas de arena requieren espolones largos. Con dirección al mar, los espolones deben extenderse hasta el nivel de aguas bajas. Autores norteamericanos recomiendan que deben finalizar en el contorno de 2 m de profundidad. La relación entre el espaciamiento y la longitud de los espolones varía entre 1 y 4. El *Manual de protección de costas* (Ejército de Estados Unidos, 1983) recomienda entre 2 y 3. Si las crestas de las olas son casi paralelas a la playa, se pueden utilizar relaciones más grandes. Los espolones altos que reducen el apilamiento de forma significativa a menudo no son la mejor solución para estabilizar la playa. La altura recomendada de los espolones es 0.5-1 m por encima del nivel de la playa. Al inicio, las partes superiores de los espolones pueden construirse por encima del nivel del litoral y a medida que se acrecienta la playa, los espolones se elevan para asegurar una construcción uniforme del litoral. Los espolones bajos reducen la erosión local.

Los espolones rectos son los más comunes, aunque también se han utilizado modelos en zigzag y rompeolas paralelos a la playa en el extremo de los espolones. Si el ángulo de ataque de las olas prevaleciente es de  $30^\circ$  o más, los espolones se inclinan en ángulo hacia el lado aguas abajo del apilamiento. Los espolones pueden ser impermeables o permeables. Se pretende que los espolones permeables permitan la continuación de algún apilamiento del litoral. Pueden atrapar sedimentos más grandes pero permitir el transporte de los sedimentos más pequeños, reduciendo así la erosión aguas abajo del apilamiento.

La experiencia ha mostrado, sin embargo, que en general los espolones permeables globalmente no son mejores que los impermeables (Berkeley, Thorn y Roberts, 1981).

En la actualidad no existen procedimientos bien definidos del diseño de un sistema de espolones. La experiencia ganada a partir de observaciones de campo, estudios de modelos y modelos matemáticos es toda utilizada en el diseño de espolones para evitar su falla y efectos colaterales indeseables tales como la depresión en el lado aguas abajo del apilamiento (Summers y Fleming, 1983).



## 14.11.3 CRECIMIENTO DE LAS PLAYAS

El crecimiento de las playas puede utilizarse como una alternativa a la instalación de espolones o junto con ellos para la protección del litoral. El crecimiento de la playa involucra el suministro del material apropiado a la playa y el vaciado en sitios apropiados de la misma para que la acción del mar lo distribuya. El material puede obtenerse de canteras en tierra firme, de minas o por dragado mar adentro. La cantidad de material requerido y, por tanto, el costo anual incluidos el transporte y vaciado, depende de la tasa de erosión de la costa.

### 14.12 Fuerzas de las olas sobre las estructuras costeras

Las estructuras costeras se definen como rígidas, semi-rígidas o flexibles, de acuerdo con su tasa de falla. Una estructura rígida expuesta a una ola alta puede colapsar por completo. La altura de la ola de diseño para una estructura rígida es el promedio del 10% de las olas más altas. Para estructuras flexibles, que rara vez colapsan en su totalidad, la ola de diseño es la ola significativa. Estas olas de diseño se escogen para un periodo de retorno especificado.

Los muros de contención, rompeolas y otras estructuras de ingeniería tienen que soportar las fuerzas hidrostáticas de las olas y su impacto al romperse. Si la profundidad en inmediaciones del muro es tal que las olas se rompen antes o en el muro, éste estará expuesto a grandes presiones de impacto debido a la compresión del cojín de aire atrapado entre la ola que avanza y la pared. Si el agua cerca de la pared es suficientemente profunda, se establece una onda estacionaria o clapotis adyacente a la estructura y la fuerza ejercida en la pared está dada por la distribución de presiones debido al clapotis.

El análisis de Sainflou se utiliza para estimar las presiones desarrolladas en presencia del clapotis (Morris, 1963). De acuerdo con esta teoría, el plano horizontal de las oscilaciones de la onda estacionaria asciende una cantidad  $h_0$  por encima del nivel del agua en reposo:

$$h_0 = \frac{\pi H^2}{L} \operatorname{cotanh}\left(\frac{2\pi d}{L}\right) \quad (14.60)$$

donde  $H$  y  $L$  son, respectivamente, la altura y la longitud de onda de la ola incidente y  $d$  es la profundidad del agua sin perturbación (figura 14.20). El clapotis tiene oscilaciones con una altura máxima de  $2H$ . A partir de la teoría lineal, el potencial de velocidad,  $\phi$ , para la onda estacionaria de altura  $2H$  es:

$$\phi = - \frac{Hc \cosh [k(y+d)]}{\sinh(kd)} \cos kx \cos \sigma t$$

y:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{Hc\sigma \cosh [k(y+d)]}{\sinh(kd)} \cos kx \sin \sigma t.$$

Nótese que el potencial de velocidades satisface  $u = 0$  en la pared para el que  $x = 0$ .  
En la pared:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{Hc\sigma \cosh[k(y+d)]}{\sinh(kd)} \sin \sigma t. \quad (14.61)$$

Si se utiliza la ecuación (14.61) en la ecuación de la energía linearizada (14.6), la distribución de presiones en la pared está dada por:

$$p = \rho \left[ -Hc\sigma \frac{\cosh[k(y+d)]}{\sinh(kd)} \sin \sigma t - gy \right].$$

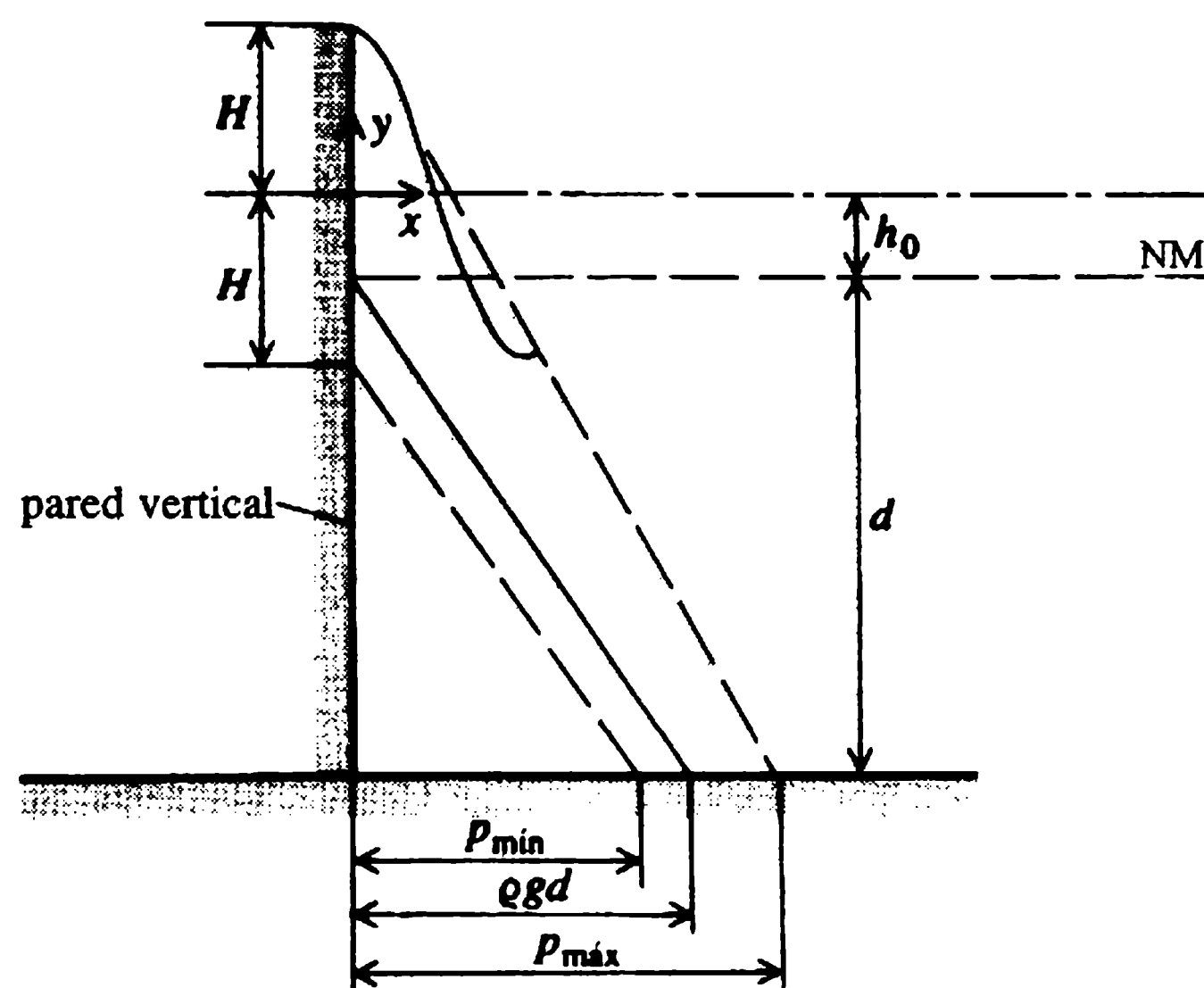
(El segundo término dentro de los corchetes del lado derecho de la ecuación anterior es la contribución de la distribución hidrostática de presión). Con  $c = \sigma/k$ , y  $c^2$  dado por la ecuación (14.13), la presión puede escribirse como:

$$p = \rho \left[ -gH \frac{\cosh[k(y+d)]}{\cosh(kd)} \sin \sigma t - gy \right]. \quad (14.62)$$

En el lecho ( $y = -d$ ), las presiones máxima y mínima son:

$$p = \rho g \left[ \pm \frac{H}{\cosh(kd)} + d \right]. \quad (14.63)$$

Las fuerzas máxima y mínima ejercidas sobre la pared se pueden estimar suponiendo que la presión varía linealmente desde 0 en la superficie hasta el valor dado por la ecuación (14.63) en el lecho. Los perfiles de presión se muestran en la figura



**Figura 14.20** Distribución de presiones en una pared vertical.

14.20. Las presiones máxima y mínima a cualquier profundidad,  $y$ , por debajo del nivel del agua en reposo son:

$$p_{\max} = \rho g \frac{-y+h_0+H}{d+h_0+H} \left[ \frac{H}{\cosh(kd)} + d \right] \quad (14.64)$$

y:

$$p_{\min} = \rho g \frac{-y+h_0-H}{d+h_0-H} \left[ -\frac{H}{\cosh(kd)} + d \right]. \quad (14.65)$$

La fuerza sobre la pared por unidad de ancho debido al clapotis en la posición de la cresta es:

$$F_{\max} = \frac{\rho g}{2} (d+h_0+H) \left[ \frac{H}{\cosh(kd)} + d \right]. \quad (14.66)$$

Con el seno del clapotis en la pared, la fuerza por unidad de ancho es:

$$F_{\min} = \frac{\rho g}{2} (d+h_0-H) \left[ -\frac{H}{\cosh(kd)} + d \right]. \quad (14.67)$$

Los momentos flexores máximo y mínimo alrededor de la base por unidad de ancho de la pared son:

$$M_{\max} = \frac{\rho g}{6} (d+h_0+H)^2 \left[ \frac{H}{\cosh(kd)} + d \right] \quad (14.68)$$

y:

$$M_{\min} = \frac{\rho g}{6} (d+h_0-H)^2 \left[ -\frac{H}{\cosh(kd)} + d \right]. \quad (14.69)$$

En las ecuaciones (14.66) a (14.69) se han incluido los efectos de la distribución hidrostática de las presiones debidos al agua en reposo. Al diseñar la estructura, se debe tener en cuenta la cantidad de agua en reposo detrás de la estructura.

Se pueden desarrollar presiones importantes debido al rompimiento de las olas sobre la pared. El *Manual de protección de costas* recomienda ampliamente el método de Minikin (1963), que genera la distribución de presiones mostrada en la figura 14.21. Consiste en una presión dinámica cuyo pico está al nivel del agua en reposo y a la presión hidrostática debida a la amplitud de la ola. Las presiones son adicionales a las presiones hidrostáticas del agua en reposo.

La presión dinámica pico al nivel del agua en reposo es:

$$p_m = p_b + \frac{1}{2} \rho g H. \quad (14.70)$$

La fuerza sobre la pared se obtiene integrando la variación de presiones. La variación del componente de la presión dinámica con respecto a la profundidad se supo-

ne parábola con el origen en  $\pm H/2$ . Por consiguiente, la fuerza sobre la pared por unidad de ancho debido al rompimiento de la ola es:

$$F_b = \frac{1}{3}Hp_b + \frac{1}{2}\rho gH\left(d + \frac{H}{4}\right)$$

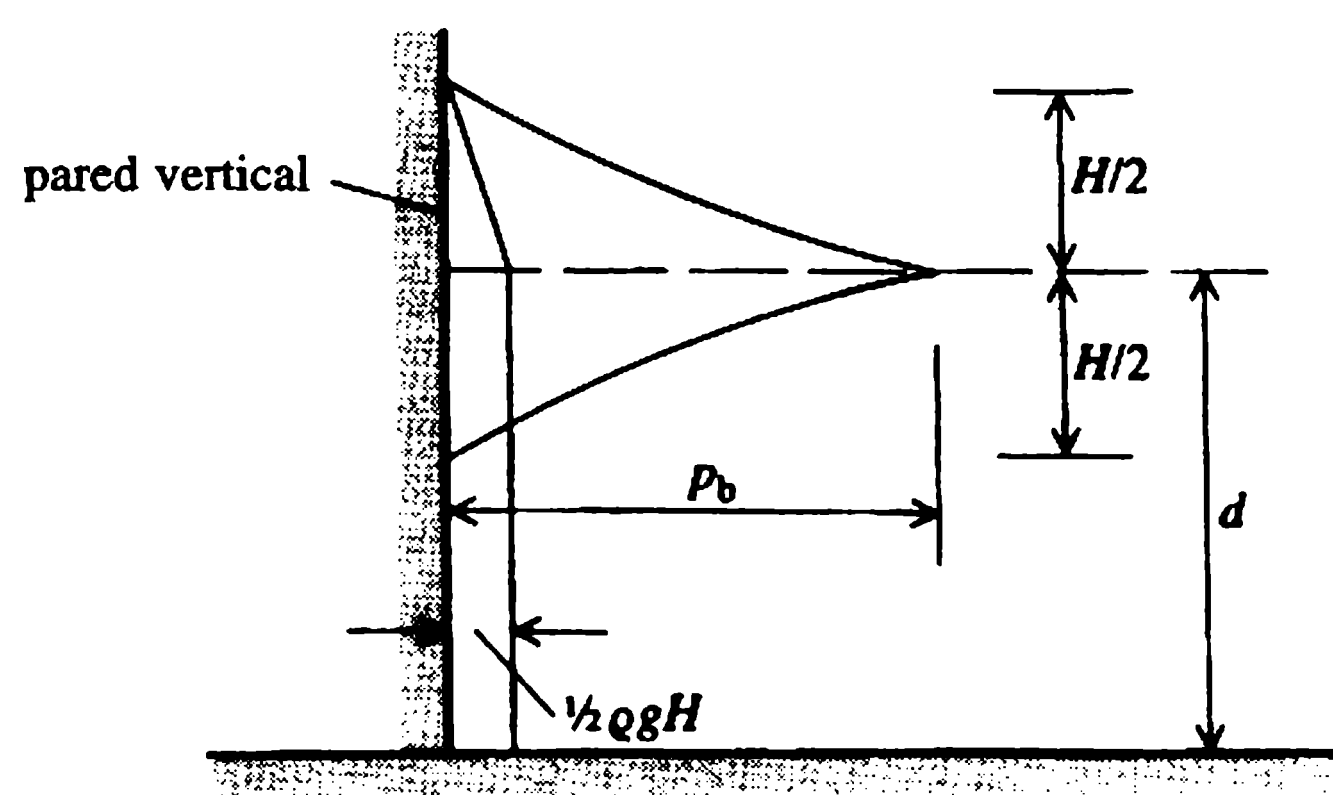
$$= \frac{\rho gH}{6} \left[ 4\pi gH \frac{d}{L} + 3\left(d + \frac{H}{4}\right) \right]. \quad (14.71)$$

Si las pendientes de las paredes forman un ángulo  $\theta$  con la vertical, entonces la presión dinámica  $p_b$  debe multiplicarse por  $\cos^2\theta$ .

### 14.13 Sobrelevación de la onda

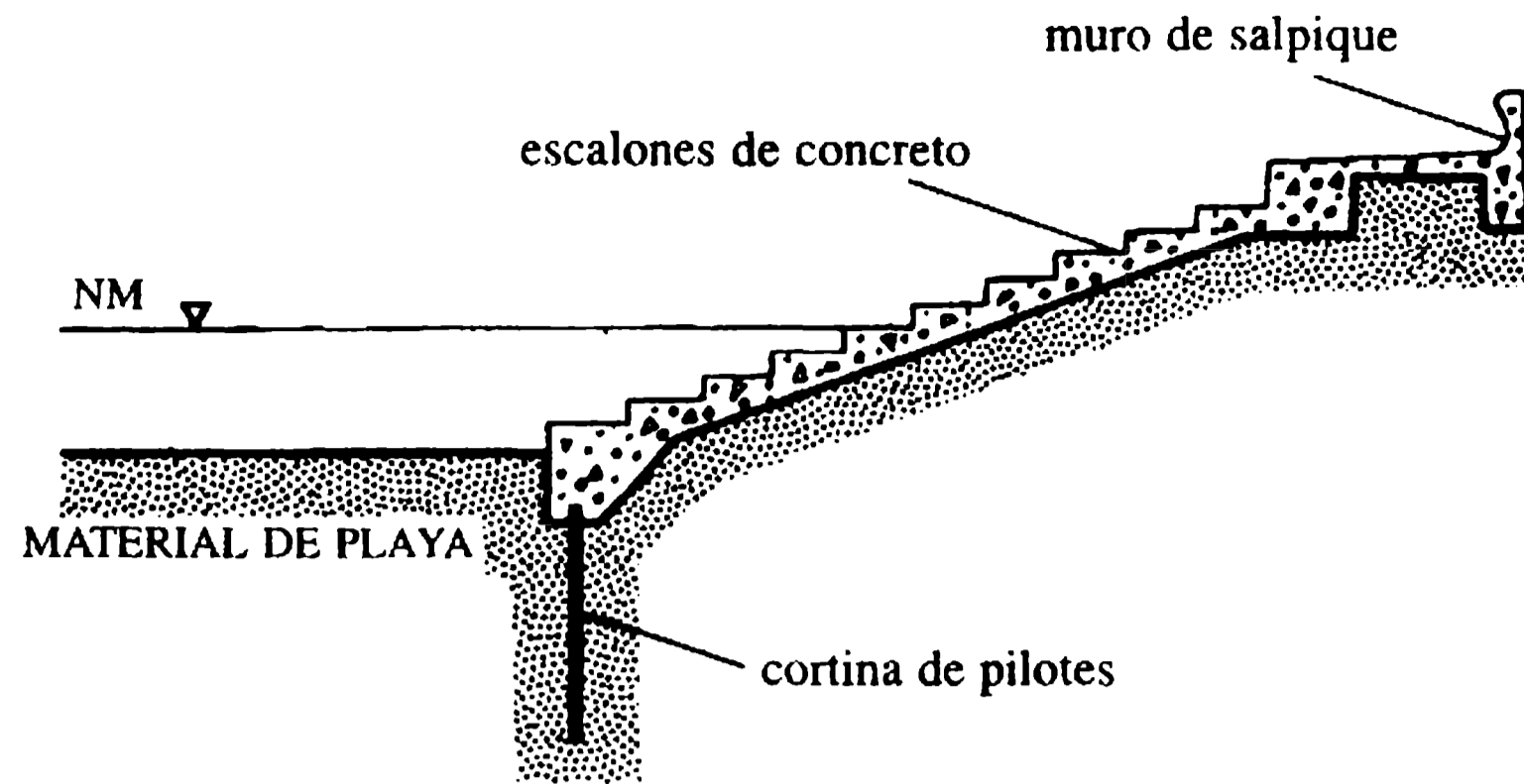
Los muros de contención en el mar, muchos de los cuales tienen pendientes con bermas, proporcionan una superficie casi impermeable sobre la cual la ola se abalanza hacia arriba y hacia abajo. A medida que la severidad de las olas aumenta, la protección de la cara del muro hacia el mar se cambia utilizándose desde empedrados hasta enrocado o concreto fundido. Algunos ejemplos de muros de contención se muestran en la figura 14.22: (a) escalonados, (b) con taludes suaves y (c) verticales. Los muros mostrados en la figura 14.22(d) son similares en construcción a los rompeolas montados en mampostería, con una capa de revestimiento consistente en unidades de acorazamiento diseñadas para soportar las fuerzas de las olas grandes. Una pendiente suave del muro reduce la reflexión y, por tanto, la erosión en su parte inferior. Los diseños modernos incorporan a menudo una sección curva en la parte superior del muro para desviar las olas hacia abajo [figura 14.22(e)]. Los muros de contención en el mar son costosos de construir y mantener. Su diseño debe prevenir desbordamientos, el pie del muro debe protegerse contra la erosión y se debe instalar un drenaje adecuado detrás de la pared para reducir la falla del talud y la socavación.

Cuando una ola se rompe en una estructura tal como un muro de contención o un rompeolas, parte de su energía se disipa en turbulencia y el resto se utiliza para

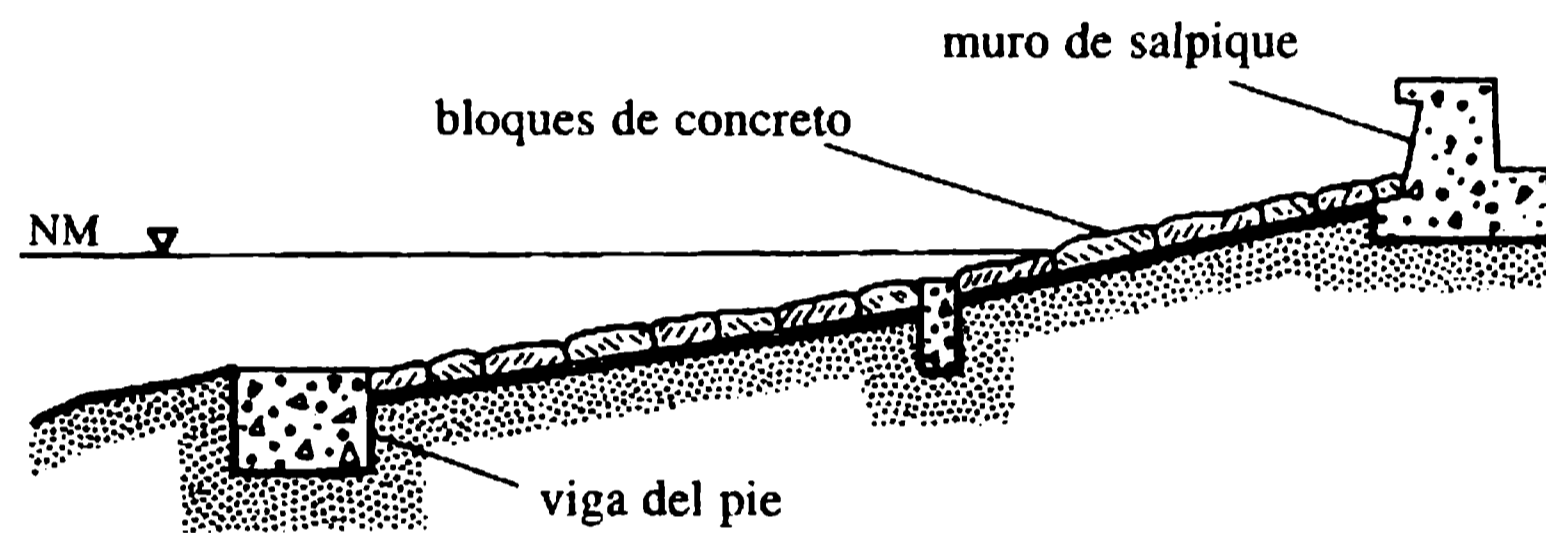


**Figura 14.21** Distribución de presiones sobre una pared vertical debido al rompimiento de una ola.

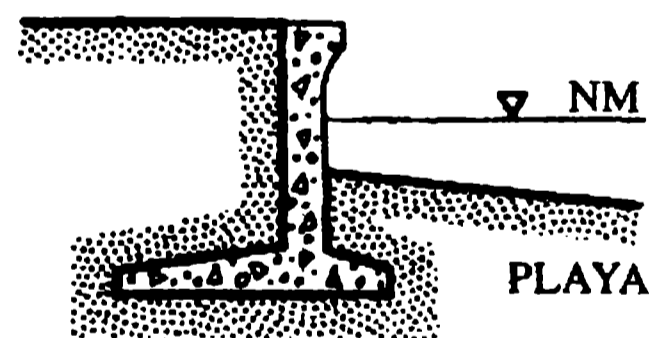
(a) Muro de contención escalonado



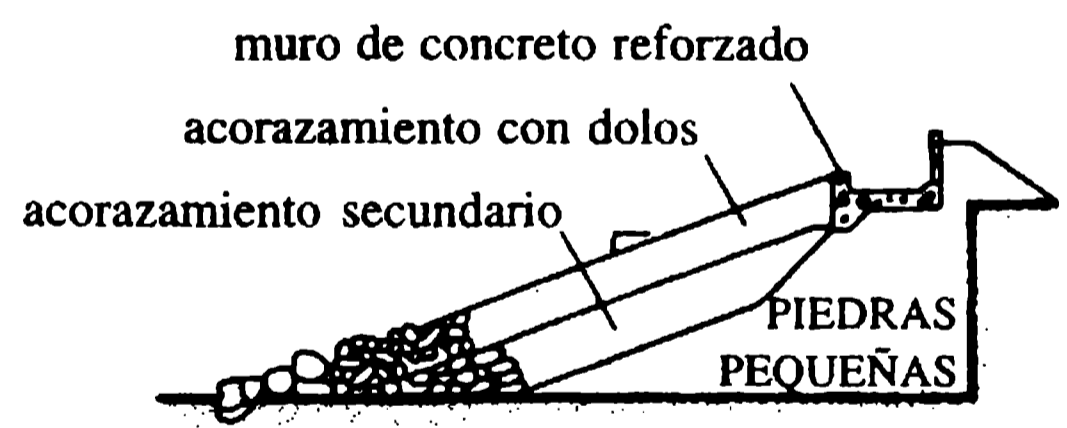
(b) Muro de contención con pendiente suave



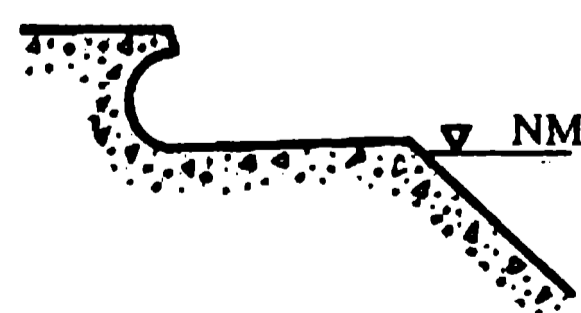
(c) Muro de contención vertical



(d) Muro de contención con acorazamiento



(e) Muro de contención incorporando una pared de regreso de la ola



(f) Muro de contención con pendiente compuesta

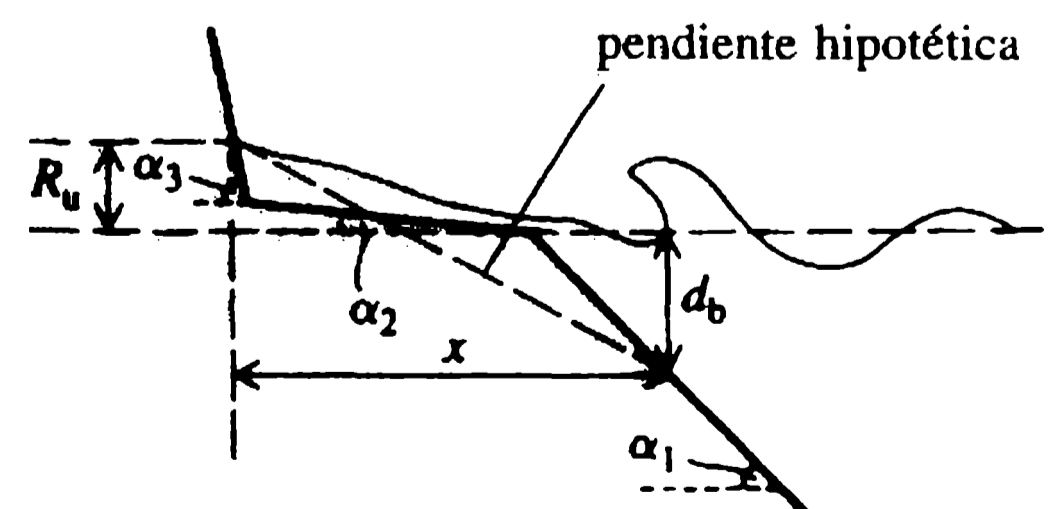


Figura 14.22 Ejemplos de muros de contención en el mar.

sobrelevarse en la pared, ganando energía potencial. La altura de la sobrelevación determina si habrá desbordamientos. El talud,  $\beta$ , del paramento de un muro impermeable con la horizontal para asegurar el rompimiento de la ola está dado por Iribarren y Nogales (1949) como:

$$\tan \beta = \frac{8}{T} \left( \frac{H_1}{2g} \right)^{1/2}. \quad (14.72)$$

Los taludes más empinados que  $\beta$  dado por la expresión anterior causan oleadas y reflexión; en pendientes más planas, las olas se rompen en el talud.  $H_1$  es la altura de la onda incidente.

Para oleadas sobre pendientes fuertes, la sobrelevación  $R_u$  es:

$$R_u/H_1 = (\pi/2\beta)^{1/2}. \quad (14.73)$$

Estudios de laboratorio muestran que para oleadas  $R_u/H_1$  no supera a 3.

Para pendientes pequeñas, la sobrelevación  $R_u$  de la ola rompiéndose es la altura vertical por encima del nivel del agua en reposo y está relacionada con la altura de la ola en forma adimensional como:

$$R_u/H_0 = 1.016 \tan \beta (H_0/L_0)^{-0.5}. \quad (14.74)$$

El subíndice '0' designa las condiciones de aguas profundas. Con  $L_0 = gT^2/2\pi$ , la ecuación anterior puede expresarse como:

$$R_u/H_0 = 0.405 \tan \beta (H_0/gT^2)^{-0.5}. \quad (14.75)$$

El *Manual de protección de costas* presenta diagramas para la estimación de la sobrelevación de la ola en rompeolas montados en mampostería y taludes con enrocado.  $R_u$  se reduce por la porosidad y la rugosidad del muro pero los materiales utilizados en condiciones permeables se exponen a empuje debido a la ola en retroceso. La ecuación (14.74) para una superficie impermeable se puede modificar para una superficie porosa, como:

$$R_u/H_0 = 1.016 \tan \beta (H_0/L_0)^{-0.5} r \quad (14.76)$$

donde  $r < 1$  es un factor determinado empíricamente (tabla 14.1).

Los muros de contención en el mar a menudo se diseñan con taludes compuestos que incluyen una berma, la cual reduce la sobrelevación de la ola. Hunt (1959) recomienda un ancho de berma de por lo menos un quinto de la longitud de onda. La sobrelevación en un talud compuesto se estima mediante el método de Saville (1957), en el que se supone una pendiente única que se extiende desde el punto del rompimiento de la ola hasta el punto de máxima sobrelevación y la sobrelevación de la ola se estima para esta pendiente hipotética [figura 14.22(f)]. Puesto que inicialmente no se conoce la sobrelevación, ésta se determina mediante ensayo y error. Primero, se supone la máxima sobrelevación sobre un talud. La profundidad  $d_b$  para la cual la ola se rompe es  $0.78H_b$ , donde  $H_b$  es la altura de la ola en el instante del rompimiento. La sobrelevación para la pendiente hipotética se encuentra a partir de la ecuación (14.74) y se compara con la supuesta (ejemplo). Como los perfiles del muro tienen grandes efectos sobre la reflexión de la onda y afectan la sobrelevación



**Tabla 14.1** Factor  $r$  para varias unidades de acorazamiento

<i>Unidad de acorazamiento</i>	<i>r</i>
Suave, impermeable	1.0
Placas de concreto	0.9
Bloques de concreto	0.85-0.9
Prado sobre arcilla	0.85-0.9
Una capa de piedra de cantera (impermeable)	0.8
Piedra sin labrar colocada al azar	0.5-0.8
Dos o más capas de enrocado	0.5
Tetrápodos	0.5

Estos valores se pueden exceder si  $\tan \beta (H_0/L_0)^{-0.5} > 2$  ( $\beta$  = pendiente de la capa de revestimiento).

en la pared, el diseño de grandes proyectos debe involucrar estudios en modelos (Novak y Čábelka, 1981). Para un tratamiento más completo del diseño de muros de contención en el mar se remite al lector a Thomas y Hall (1992).

#### 14 Rompeolas montados en mampostería

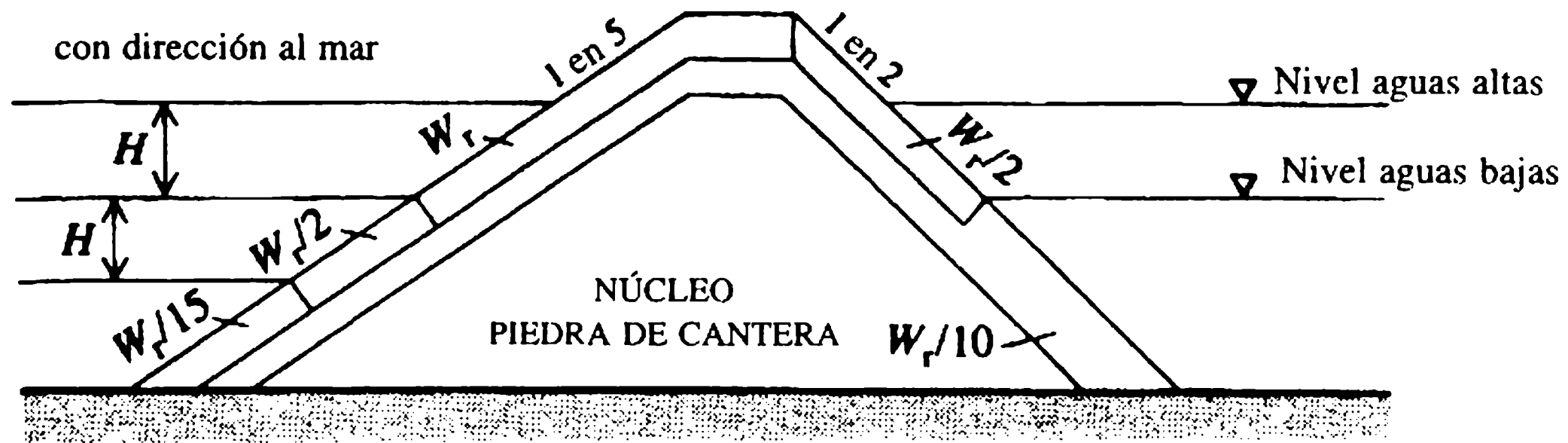
La mayoría de los rompeolas se construyen para la protección de los puertos. En algunos casos pueden ser parte de un muelle o soporte de una carretera. Un rompeolas montado en mampostería y un rompeolas vertical construido sobre montaje de mampostería (Quinn, 1972) se muestran en la figura 14.23. Este tipo de rompeolas consiste de ordinario en un núcleo de rocas de cantera pequeñas, protegidas por una o más capas intermedias o subcapas que separan el núcleo de las capas de revestimiento con grandes unidades de acorazamiento. Las fallas de tales rompeolas pueden deberse a la remoción o daño de las unidades de acorazamiento, desbordamientos que causen socavación, erosión del pie, pérdidas de material de núcleo o problemas en la cimentación (Institution of Civil Engineers, 1983). Las unidades de acorazamiento de estos rompeolas son grandes rocas de cantera o unidades prefabricadas de concreto como tetrápodos, cubos y dolos (figura 14.24), estos últimos fabricados especialmente para reducir la reflexión de las olas y producir un buen grado de entrelazamiento.

Hudson (1961) presentó una fórmula más simple que se usa bastante para determinar la estabilidad de un rompeolas montado en mampostería. Da el peso requerido de las unidades de acorazamiento en la capa de revestimiento en la forma:

$$W_r = \frac{\rho_s g H^3}{K_D (\rho_s / \rho - 1)^3 \cot \beta} \quad (14.77)$$

donde  $W_r$  es el peso de las unidades de acorazamiento individuales,  $\rho_s$  la densidad de las unidades de acorazamiento,  $\beta$  la inclinación de la estructura a la horizontal y  $K_D$  es un coeficiente adimensional. En general, las pendientes de los rompeolas con

(a) Rompeolas montado en mampostería (Quinn, 1972)



(b) Rompeolas de pared vertical

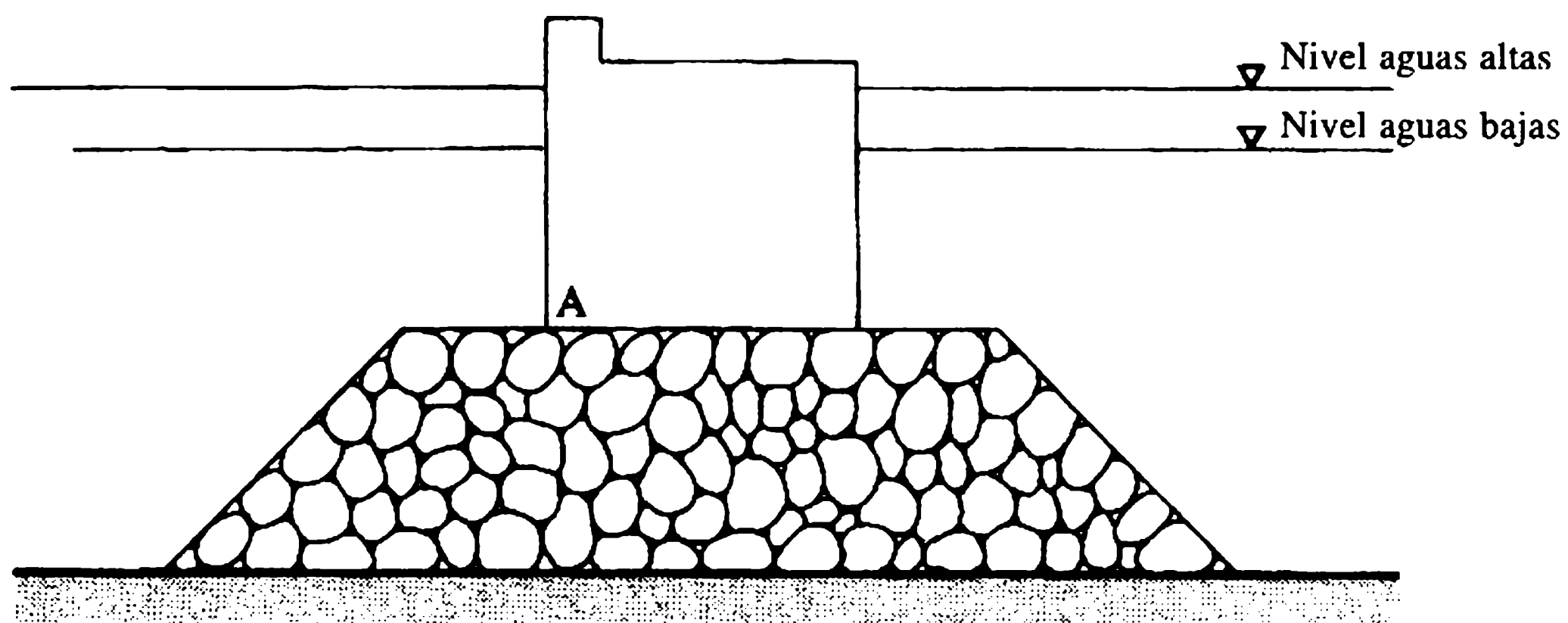


Figura 14.23 Rompeolas usuales.

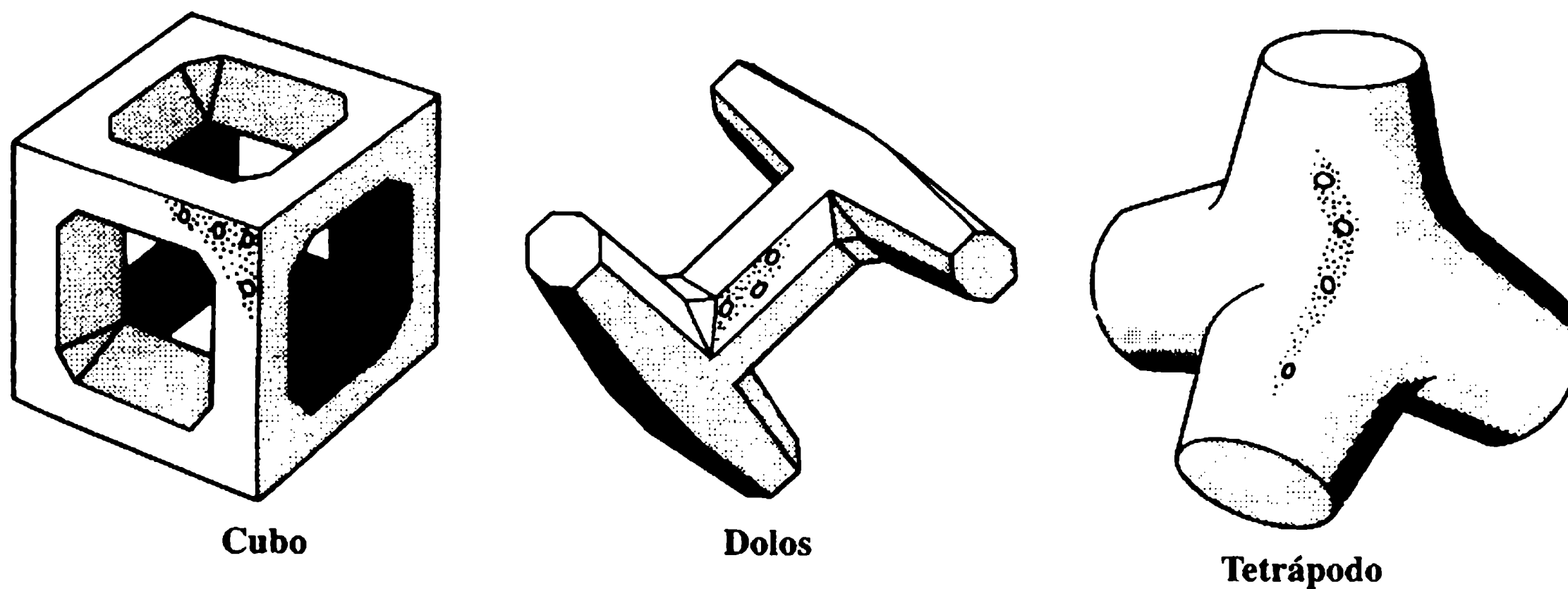


Figura 14.24 Ejemplos de unidades de acorazamiento especialmente fabricadas (Chadwick y Morfett, 1986).

dirección mar adentro varían entre 1 a 1.5 y 1 a 3 (V:H). La fórmula empírica de Hudson es aplicable para pendientes con la capa de revestimiento en el intervalo entre 1 a 1.5 y 1 a 5. Los coeficientes  $K_D$  recomendados por el *Manual de protección de costas* se dan para varias unidades de acorazamiento en la tabla 14.2. Para las unidades de acorazamiento utilizadas en la cabeza de la estructura, se encuentra que  $K_D$  depende de la pendiente de la capa de revestimiento. El uso de una sola capa de revestimiento de piedra de cantera no se recomienda a menos que se tomen precauciones especiales en la colocación. De las unidades fabricadas especialmente, con toda probabilidad los tetrápodos han sido las más populares. Según la tabla 14.2, es evidente que los mayores valores de  $K_D$  están asociados a las unidades fabricadas especialmente.

Debe notarse que la ecuación de Hudson no toma en cuenta el periodo de la onda, las aproximaciones oblicuas de ellas o las irregularidades de las que se aproximan a la costa. Hay evidencia de que la estabilidad de las unidades de acorazamiento es afectada por grupos de olas, denominados así por la tendencia de grandes olas a viajar juntas.

El espesor,  $t_1$ , de la capa de revestimiento que consiste en  $n$  capas de unidades de acorazamiento se calcula a partir de:

$$t_1 = nK'_D(W_r/\rho_s g)^{1/3} \quad (14.78)$$

donde  $K'_D$  es el coeficiente adimensional de la capa. El número requerido,  $N$ , de unidades para un área superficial  $A$  es:

$$N = An \left(1 - \frac{P_r}{100}\right) \left(\frac{\rho_s g}{W_r}\right)^{2/3} \quad (14.79)$$

**Tabla 14.2** Valores de  $K_D$  en la fórmula de Hudson (SPM): sin daño y desbordamientos menores

Unidades de acorazamiento	Número de unidades en la capa de revestimiento	Núcleo de la estructura		Cabeza de la estructura		Pendiente
		Ola que se rompe	Ola que no se rompe	Ola que se rompe	Ola que no se rompe	
Piedra de cantera lisa	2	1.2	2.4	1.1	1.9	1.5-3.0
	>3	1.6	3.2	1.4	2.3	1.5-3.0
Piedra de cantera angular y rugosa	2	2.0	4.0	1.9	3.2	1.5
	>3	2.2	4.5	1.6	2.8	2.0
Tetrápodos	2	9.0	10.0	1.3	2.3	3.0
	>3	2.2	4.5	2.1	4.2	1.5-3.0
Tetrápodos especiales	2	9.0	10.0	8.3	9.0	1.5
	>3	15.8	31.8	7.8	8.5	2.0
Tetrápodos especiales	2	15.8	31.8	6.0	6.5	3.0
	>3	15.8	31.8	8.0	16.0	2.0
Tetrápodos especiales	2	15.8	31.8	7.0	14.0	3.0
	>3	15.8	31.8	5.0	6.0	1.5
Tetrápodos especiales	2	7.0	8.0	4.5	5.5	2.0
	>3	7.0	8.0	3.5	4.0	3.0

donde  $p_r(\%)$  es la porosidad. Los coeficientes de porosidad y de capas están dados para varias unidades de acorazamiento, en la tabla 14.3.

El ancho de la cresta para rompeolas depende del desbordamiento que pueda ocurrir. También está determinado por el método de construcción. El ancho mínimo recomendado es tres veces el espesor de la capa de revestimiento, es decir:

$$b_{\min} = 3K'_D(W_r/\rho_s g)^{1/3}. \quad (14.80)$$

Existen muchas variaciones en el tamaño y proporción de los materiales utilizados en un rompeolas montado en mampostería. Un rompeolas, con la granulometría utilizada se muestra en la figura 14.23(a). Las fuerzas ejercidas sobre la parte vertical del rompeolas que se muestran en la figura 14.23(b) pueden determinarse mediante los métodos descritos en la sección 14.12. La estructura vertical de este tipo de montaje puede fallar debido al deslizamiento o al volcamiento, a la erosión en el pie, a las presiones generadas en el montaje y a los problemas antes mencionados.

En el diseño de la capa de revestimiento, se puede admitir cierto daño del acorazamiento en la región del ataque de la ola para reducir el tamaño (y costo). El daño se define como un porcentaje del volumen de las unidades de acorazamiento desplazadas en la zona del ataque de la ola. El daño se permite si las capas intermedias y el núcleo del rompeolas del montaje de mampostería no están expuestas al ataque de las olas. Además, una estructura diseñada para resistir olas de moderada severidad puede sufrir daños sin destruirse por completo. Debe haber una comparación entre el costo inicial de construir un rompeolas que resista sin daños las olas más severas y los costos de mantenimiento de un rompeolas diseñado con base en el daño permitido. El *Manual de protección de costas* da la relación entre la altura de la ola que causa un daño porcentual y la altura de la ola responsable del 0-5% del daño. La sobrelevación de la ola en este tipo de rompeolas está dada por la ecuación (14.76). Los factores de reducción debidos a la porosidad y rugosidad de algunas unidades se dan en la tabla 14.1 (Bruun, 1972).

**Tabla 14.3** Coeficientes de  $K'_D$  y la porosidad para las unidades de acorazamiento

<i>Unidad de acorazamiento</i>	<i>Número de capas</i>	<i>Coficiente de capas, <math>K'_D</math></i>	<i>Porosidad <math>P_r</math> (%)</i>
Piedra de cantera lisa	2	1.02	38
Piedra de cantera rugosa	2	1.0	37
Piedra de cantera rugosa	>3	1.0	40
Tetrápodo	2	1.10	50
Tribar	2	1.02	54
Dolos	2	0.94	56

#### 4.15 Fuerzas sobre pilas y tuberías

##### 14.15.1 FUERZAS DEBIDO A LAS CORRIENTES

Las estructuras marinas como muelles y boyas de anclaje, construidos a partir de pilas verticales y tuberías submarinas que vierten efluentes al mar, están expuestas a fuerzas hidrodinámicas debido a las olas y a las corrientes. Una corriente permanente que se aproxima, por ejemplo, debida al flujo de marea ejercerá fuerzas constantes y fluctuantes sobre las estructuras cilíndricas. Si los cilindros están alejados de las fronteras sólidas, las fuerzas que actúan son una permanente en línea en conjunto con las fuerzas fluctuantes en línea y de sustentación. Por otra parte, una tubería que reposa sobre el lecho del mar además estará sometida a una fuerza de sustentación constante que actúa hacia afuera del lecho debido a la asimetría del patrón de flujo. Los efectos de las fuerzas fluctuantes se analizan en la sección 14.16.

Si se considera un cilindro aislado, liso, de diámetro  $D$ , cuyo eje es normal al flujo uniforme, la fuerza constante en línea o de arrastre por unidad de longitud del cilindro,  $F_D$ , se expresa en general como:

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho V^2 D \quad (14.81)$$

donde  $C_D$  es el coeficiente de arrastre.  $C_D$  es función del número de Reynolds,  $Re = VD/\nu$ , donde  $V$  es la velocidad aguas arriba del cilindro,  $\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido (Schlichting, 1960).  $C_D$  disminuye con  $Re$  para flujo laminar en la capa límite a lo largo de la periferia del cilindro. Para  $Re \sim 10^5$  (el valor preciso depende del nivel de turbulencia de la corriente y la rugosidad del cilindro), se presenta la transición a flujo turbulento en la capa límite con una descarga brusca del valor de  $C_D$  (Schlichting, 1960).

Las fuerzas ejercidas sobre una tubería en la proximidad del lecho del mar dependen del número de Reynolds del flujo, de la rugosidad relativa del lecho y del cilindro, y de la distancia entre el lecho y la tubería, expresada como una relación del diámetro de la tubería. Experimentos llevados a cabo por Littlejohns (1974) en el estuario Severn (Reino Unido) muestran que para cilindros que reposan en el lecho del mar los coeficientes de arrastre y de sustentación son 1.15 y 1.27, respectivamente.

##### 14.15.2 FUERZAS DE LAS OLAS

Al estimar las fuerzas de las olas, el tamaño del cilindro respecto a la longitud de onda es importante. Si la relación entre el diámetro del cilindro y la longitud de onda  $D/L$  es inferior a 0.2, la viscosidad del flujo y, por tanto, los efectos de separación, se tornan importantes. En este caso, las perturbaciones debido a la presencia del cilindro son locales y las fuerzas de las olas se determinan mediante la ecuación de Morison (14.82). Por otra parte, para  $D/L > 0.2$ , los movimientos de las partículas de fluido son pequeños respecto al diámetro del cilindro y el flujo alrededor del cuerpo no experimenta separación. Las olas se dispersan y se utiliza un análisis de

difracción para encontrar la distribución de presiones sobre el cilindro y, por consiguiente, la fuerza. El tópico de las fuerzas de las olas se trata exhaustivamente en Sarpkaya e Isaacson (1981) y Chakrabarti (1987).

### a. Fuerzas de las olas sobre cilindros verticales pequeños

La ecuación de Morison para la fuerza de la ola ejercida sobre un cilindro sumergido de diámetro pequeño considera que la fuerza simplemente es la suma de las fuerzas de arrastre y de inercia. La última surge como consecuencia de la naturaleza no constante del campo de olas. La ecuación de Morison para la fuerza en línea,  $F_i$ , por unidad de longitud del cilindro es:

$$\frac{dF_i}{dy} = C_D \frac{\rho}{2} |u| u D + C_M \frac{\rho \pi D^2}{4} \frac{du}{dt} \quad (14.82)$$

donde  $C_D$  es el coeficiente de arrastre,  $C_M$  es el coeficiente de inercia,  $u$  y  $du/dt$  son respectivamente la velocidad de la partícula y la aceleración normal al eje del cilindro y  $D$  es el diámetro del cilindro. Se determinan a lo largo del eje del cilindro como si éste estuviera ausente. El primer término del lado derecho de la ecuación (14.82) es el término del arrastre, que utiliza el valor absoluto de la velocidad para que la dirección de la fuerza resulte alineada con el vector de velocidad instantáneo de la partícula. El segundo término es la fuerza de la inercia que surge del carácter no constante del campo del flujo aun si el fluido es no viscoso (a menudo se calcula  $C_M$  utilizando la teoría del flujo no viscoso).

Si se colocan  $x = 0$  en el eje del cilindro,  $u$  y  $du/dt$  pueden expresarse como:

$$u = u_m \sin \sigma t, \quad du/dt = u_m \sigma \cos \sigma t,$$

donde  $u_m$  es la velocidad máxima. Al utilizar las expresiones anteriores, la ecuación (14.82) arroja (en forma adimensional):

$$\frac{d(2F_i/\rho u_m^2 D^2)}{d(y/D)} = C_D |\sin \sigma t| \sin \sigma t + C_M \frac{\pi^2 D}{u_m T} \cos \sigma t. \quad (14.83)$$

El término  $u_m T/D$  se conoce como el número de Keulegan-Carpenter,  $K_c$ . A partir de las ecuaciones (14.16) y (14.18) se puede demostrar que  $K_c = 2\pi X/D$ . Así,  $K_c$  especifica la importancia relativa de la distancia de viaje de las partículas del fluido respecto al diámetro del cilindro. En la ecuación (14.83) es evidente que para valores pequeños de  $K_c$  (en la práctica, inferiores a 1.0), la fuerza de la inercia domina la fuerza de arrastre. Si  $K_c$  es grande, la separación resulta importante de manera que el arrastre prepondera sobre la fuerza de la inercia.

La fuerza en línea por unidad de longitud,  $dF_i/dy$ , dada por la ecuación (14.82) se obtiene al sustituir  $u$  de la ecuación (14.16) y  $du/dt$ , la derivada temporal de  $u$ .

Suponiendo que los valores de  $C_D$  y  $C_M$  son constantes a través de la profundidad,  $F_i$  después de la integración de la ecuación (14.82) es:

$$F_i = -C_D \frac{\rho}{32k} H^2 \sigma^2 D \frac{\sinh(2kd) + 2kd}{\sinh^2(kd)} |\sin \sigma t| \sin \sigma t$$



$$- C_M \frac{\rho \pi D^2 a \sigma^2}{4k} \cos \sigma. \quad (14.84)$$

Sea:

$$A_D = \frac{\sigma^2}{k} \frac{\sinh(2kd) + 2kd}{\sinh^2(kd)}$$

y  $A_I = \sigma^2/k$ . Para la fuerza máxima,  $F_{im}$ , sobre el cilindro, la derivada temporal de  $F_i$  debe ser cero, es decir,  $dF_i/dt = 0$ . Si  $t = t_m$ , para el cual  $F_i$  es igual al máximo valor de  $F_{im}$ , entonces:

$$\sigma t_m = \arccos \left[ 2\pi \left( \frac{C_M}{C_D} \right) \frac{A_I D}{A_D H} \right]. \quad (14.85)$$

De acuerdo con la ecuación (14.84),

$$F_{im} = C_D \frac{\rho}{32} H^2 D A_D \sin^2(\sigma t_m) + C_M \frac{\rho \pi D^2}{8} H A_I \cos(\sigma t_m). \quad (14.86)$$

Para un cilindro aislado en un fluido no viscoso,  $C_M = 2.0$ . Sin embargo,  $C_D$  y  $C_M$  son funciones del número de Reynolds, el número de Keulegan-Carpenter y la rugosidad de la superficie. El crecimiento de las plantas y organismos marinos sobre la superficie del cilindro sin duda afectará la rugosidad y el diámetro efectivo del cilindro. La presencia de corrientes también afecta los coeficientes. Por consiguiente, la selección de valores apropiados de  $C_D$  y  $C_M$ , no es fácil.

Sorenson (1978) recomienda  $C_D = 1.0$  y  $C_M = 1.5$ . Si el número de Reynolds, definido como  $Re = u_m D/\nu$ , es del orden de  $10^5$ , el flujo es crítico puesto que se produce la transición hacia la turbulencia en la capa límite del cilindro liso. Muir Wood y Fleming (1969) sugieren valores de  $C_D$  y  $C_M$  en función de  $Re$  y  $K_c$ . En el intervalo post-crítico,  $C_D$  y  $C_M$  se pueden suponer aproximados a 0.6 y 1.5, respectivamente. En la zona crítica,  $C_D$  puede variar entre 1.2 y 0.6 (Schlichting, 1960).

Si el eje del cilindro está inclinado en un ángulo hacia la dirección de la propagación de la onda, entonces se utilizan en la ecuación de Morison la velocidad y la aceleración normales al eje para obtener la fuerza. La fuerza tangencial ejercida por los componentes de velocidad a lo largo del cilindro es relativamente pequeña.

Los cilindros verticales pueden experimentar la fuerza del rompimiento de las olas. Si la altura de la ola en el rompimiento es  $H_b$ , la fuerza ejercida sobre el cilindro puede expresarse como:

$$F_B = C_B \rho g D H_b^2. \quad (14.87)$$

Se encuentra que el coeficiente  $C_B$  varía entre 1.2 y 3.0.

### b. Cilindros horizontales

Para un cilindro horizontal, cuyo eje es paralelo a la cresta de la ola, la fuerza por unidad de longitud del cilindro es, de acuerdo con la ecuación de Morison,

$$F_i = C_D \frac{\rho}{2} |u| u D + C_M \rho \frac{\pi D^2}{4} \frac{\partial u}{\partial t}. \quad (14.88)$$

$u$  y  $\partial u/\partial t$  son perpendiculares al eje del cilindro. En la ecuación (14.88),  $C_D$  y  $C_M$  de nuevo dependen del número de Reynolds, los números de Keulegan-Carpenter y la rugosidad, y también de la relación de brecha  $G/D$  ( $G$  es la distancia entre el cilindro y el fondo del mar).  $C_M$  para flujo sin fricción es 3.3 para un cilindro liso que reposa sobre el fondo del mar ( $G/D=0$ ). Littlejohns en Bahía Perrin, Cornwall, Reino Unido, ha conducido experimentos para determinar el valor de los coeficientes en condiciones de campo (Littlejohns, 1982). Teniendo en cuenta la dispersión de los resultados, que es natural en las condiciones de ensayo, los valores apropiados son  $C_D=1.0$  y  $C_M=2.4$  para cilindros que reposan sobre el fondo del mar, con  $K_c$  hasta 13.0.

Para el diseño de tuberías submarinas en aguas poco profundas, se debe obtener el patrón de refracción de la ola. La dirección de las olas con respecto a la tubería se determina a lo largo de esta última antes de que las olas se rompan. Para evaluar las fuerzas de las olas sobre la tubería se utilizan los componentes de velocidad y aceleración de la partícula normales al eje de la tubería en la ecuación de Morison. Se conoce muy poco acerca de las fuerzas sobre tuberías una vez que se rompen las olas. Las tuberías submarinas, en especial en aguas poco profundas, están normalmente enterradas. Sin embargo, se puede permitir que reposen en el fondo del mar antes de enterrarlas. Algunas veces las características del lecho marino pueden ser tales que no es posible enterrarlas ni anclarlas. En este caso se debe considerar la estabilidad de la tubería contra el rodamiento.

Como se observa en la figura 14.25, la tubería está sometida a fuerzas en línea debido a la acción combinada de las corrientes y las olas,  $F_i$ , y la fuerza de empuje  $F_L$  ( $F_i$  y  $F_L$  están dadas por unidad de longitud de la tubería). Sea  $W$  el peso sumergido de la tubería por unidad de longitud. Para estabilidad contra el rodamiento:

$$F_i < \mu(W - F_L)$$

donde  $\mu$  es el coeficiente de fricción para la interfaz lecho marino-tubería.

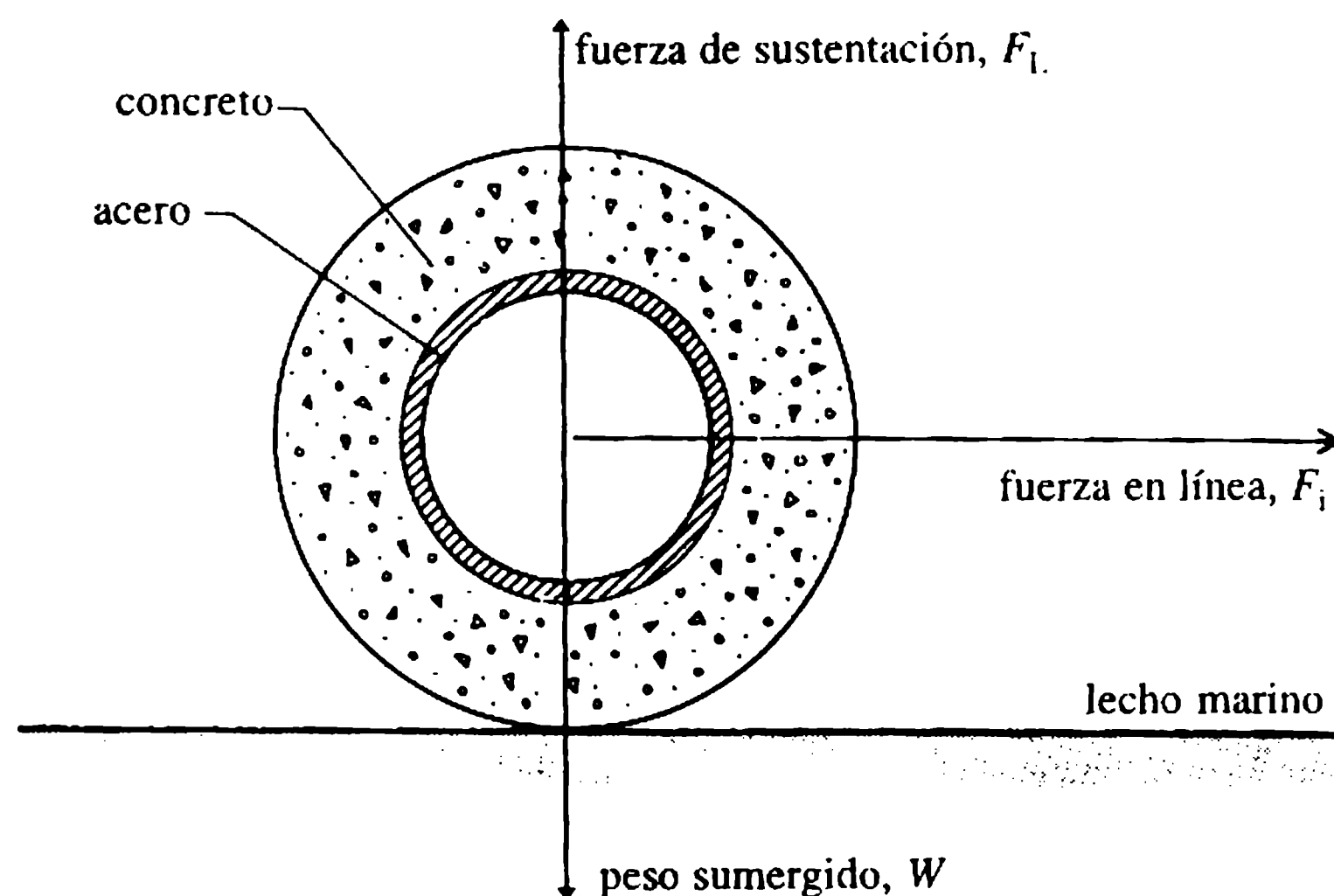
Hasta ahora en esta sección se ha utilizado la teoría lineal para la velocidad y aceleración del fluido. En aguas profundas se debe utilizar la teoría de Stokes de orden más alto para describir la cinemática de las partículas. Cerca de la costa puede que la teoría lineal no sea suficientemente precisa y subestime las fuerzas.

### c. Fuerzas de olas sobre grandes cilindros

La teoría de difracción lineal se utiliza para determinar las fuerzas de las olas sobre grandes cilindros, cuyos diámetros son superiores a 0.2 veces la longitud de onda; en este aparte sólo se describe con brevedad. El potencial de velocidades,  $\phi_T$ , del campo en presencia del cilindro se expresa como:

$$\phi_T = \phi_i + \phi_s$$

donde  $\phi_i$  es el potencial de la ola incidente y  $\phi_s$  es el potencial de la onda dispersada.  $\phi_s$  debe satisfacer la condición de energía linealizada en la superficie libre, la condi-



**Figura 14.25** Fuerzas ejercidas sobre una tubería submarina.

ción de no penetración en el lecho marino y la condición de que la velocidad sobre la superficie del cilindro debido a la onda dispersada debe ser igual y opuesta a la de la ola incidente. A grandes distancias del cilindro, una condición de frontera llamada condición de radiación de Sommerfeld debe imponerse a la onda dispersada. La ecuación de Laplace [ecuación (14.4)] para  $\phi_s$  se resuelve satisfaciendo las condiciones de frontera cinemáticas en el lecho marino y en el cilindro, las condiciones de frontera dinámicas en la superficie libre y la condición de radiación en el infinito. Enfoques numéricos que utilizan las funciones de Green (Garrison y Chow, 1972), el método de elementos finitos (Bai, 1975) y, más recientemente, el método de elementos de frontera (Brebbia, 1978) se emplean para calcular  $\phi_s$ .

Una vez que se conocen  $\phi_s$  y por tanto  $\phi_T$ , se obtienen las presiones sobre el cilindro a partir de la ecuación (14.6) sin el término de la presión hidrostática. La integración de la distribución de presión da la fuerza sobre el cilindro. La variación de la fuerza en línea máxima adimensional  $F_{im}/[\rho g H D d \tanh(kd)/kd]$  en función de  $kD$  para un cilindro vertical agujereado en la superficie se muestra en la figura 14.26.

#### 14.15.3 FUERZAS DE LAS OLAS SOBRE TUBERÍAS EN LA REGIÓN DE POCA PROFUNDIDAD

A medida que las olas se mueven progresivamente hacia la costa, los efectos no lineales tienen impacto importante sobre la altura de la ola. La altura de la onda de las olas paralelas predichas por la teoría de ondas de amplitud finita puede ser mayor que la calculada por la ecuación (14.33) de la teoría lineal. Iwagaki, Shiota y Doi (1982) proponen una expresión aproximada simple de la altura de la onda en aguas poco profundas evitando cálculos complejos de la teoría de la onda cnoidal. Swift y Dixon (1987) presentan curvas de disminución de profundidad con base en una solución en series de la función de corriente.

Las fuerzas de la ola ejercidas sobre cilindros horizontales paralelos a la cresta de la ola se calculan utilizando la ecuación de Morison (14.82) en la región de poca profundidad antes del rompimiento de la ola. La cinemática en la posición del cilindro para la onda sin perturbación se debe determinar utilizando una teoría de amplitud finita como la de la función de corriente (Huang y Hudspeth, 1982). Experimentos en laboratorio muestran que la teoría de olas cnoidal para la cinemática de la ola (Yuksel y Narayanan, 1994a) es razonablemente satisfactoria para las fuerzas de las olas. Sin embargo, permanece la dificultad para seleccionar los coeficientes de arrastre y de inercia apropiados. Cuando las olas se aproximan al cilindro en sentido oblicuo, se aplica el componente de la velocidad normal al cilindro en la ecuación de Morison para determinar la fuerza de la ola.

El rompimiento incipiente de la ola para la que el criterio está dado por las ecuaciones (14.40) y (14.41) coincide con la ocurrencia de la máxima altura de la ola que se manifiesta cuando inicia una burbuja con la formación de espuma acompañante. En la etapa posterior de pulsación, la cresta de la ola cae sobre el agua que se mueve hacia adelante. La altura de la ola en el punto de pulsación es cerca de 60% la del punto del rompimiento. Estudios experimentales sobre las fuerzas de olas en rompimiento sólo están disponibles para olas que se aproximan normalmente al cilindro (Yuksel y Narayanan, 1994b). En cilindros horizontales en su totalidad sumergidos en agua y que reposan sobre una playa rígida, las fuerzas máximas ocurren cuando el cilindro se coloca en el punto de sacudida. La fuerza de choque sobre el cilindro colocado en el punto de sacudida no es constante sino que exhibe aleatoriedad; por tanto se utiliza una medida estadística de la fuerza de la ola en rompimiento para cierta probabilidad de excedencia.

Las fuerzas fluctuantes que se ejercen sobre las pilas en presencia de corrientes pueden excitar oscilaciones y conducir a la falla de la estructura; también son posibles oscilaciones de las pilas durante la construcción.

#### 14.16 Oscilaciones inducidas por vórtices

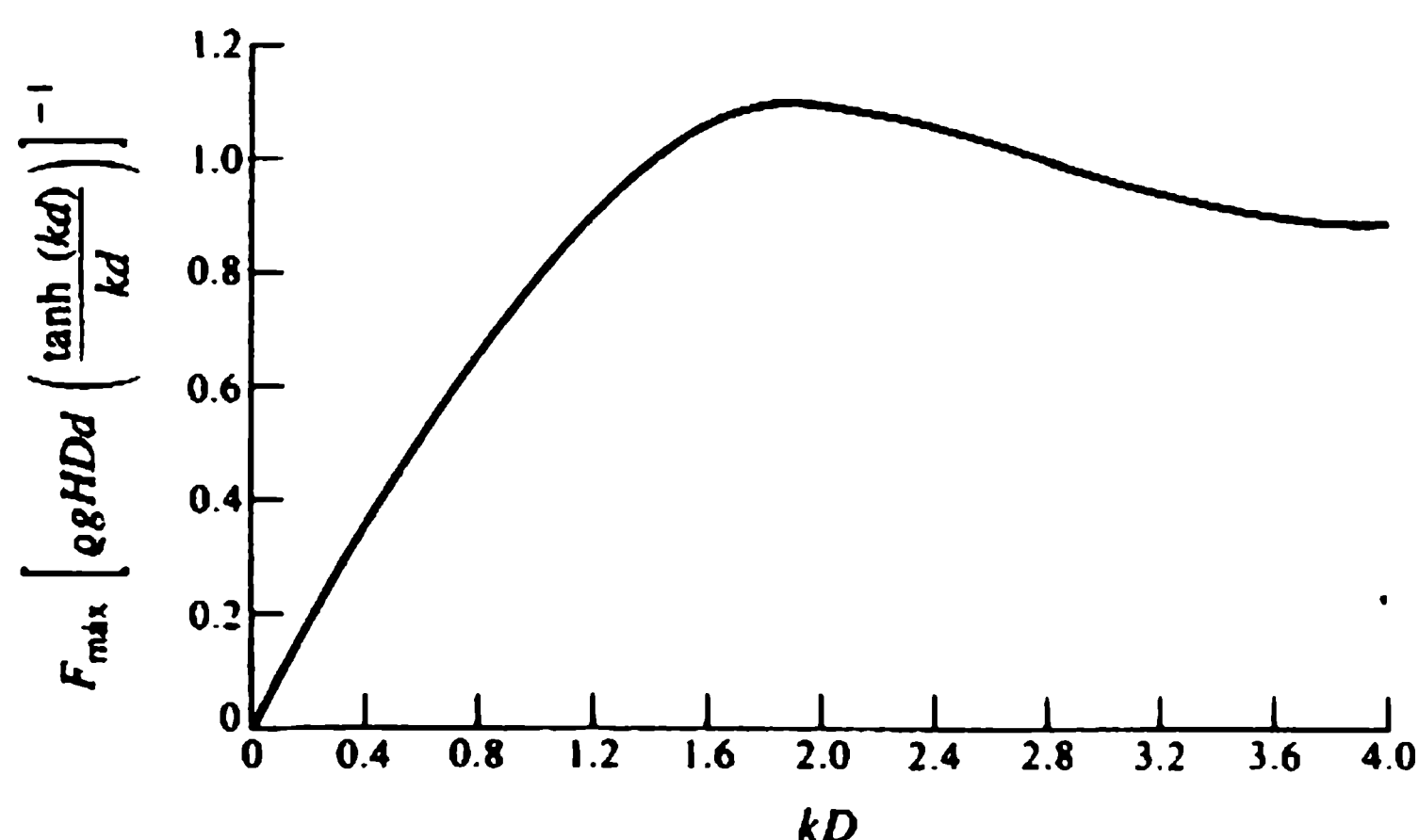


Figura 14.26 Máxima fuerza de ola sobre un cilindro vertical grande.

Considérese un cilindro anclado rígidamente expuesto a un flujo bidimensional permanente normal a su eje. El patrón de flujo en la estela del cilindro depende del número de Reynolds del flujo. Cuando el número de Reynolds excede alrededor de 70, se presenta la separación de la capa límite. Las capas de corte separadas se enrollan en vórtices que se emiten de forma alternada desde el cilindro en los extremos de una línea perpendicular al flujo. La frecuencia de emisión de vórtices,  $f_v$ , se expresa en términos del número de Strouhal,  $S$ , definido como  $f_v D/U$ . Para el número de Reynolds superior a 1000,  $S = f_v D/U \approx 0.2$ .

La emisión alternada de vórtices es responsable de los componentes de las fuerzas periódicas en línea y transversal ejercidas sobre el cilindro. La excitación transversal del flujo ocurre a la misma frecuencia que la de la emisión de vórtices,  $f_v$ . Por otra parte, las fluctuaciones en línea de la fuerza son el doble de la frecuencia  $f_v$ . Las fluctuaciones en línea de las fuerzas no son importantes con respecto a las oscilaciones inducidas por el flujo en el aire, pero pueden serlo en el agua. En consecuencia, las pilas verticales en agua, en circunstancias desfavorables, son susceptibles a oscilaciones tanto en línea como transversales.

El comportamiento de una pila vertical se representa mediante un sistema en voladizo con el extremo fijo en el lecho del mar. Tal sistema de un grado de libertad sometido a la acción de una fuerza de excitación y con amortiguamiento lineal se representa con la ecuación diferencial:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (14.89)$$

donde  $M$  es la masa,  $C$  es el coeficiente de amortiguación,  $K$  es la rigidez y  $F(t)$  es la fuerza de excitación, la cual es función del tiempo.  $\ddot{x}$  y  $\dot{x}$  son la primera y segunda derivadas del desplazamiento  $x$  con respecto al tiempo  $t$ , respectivamente.

Para oscilaciones libres,  $C = 0$  y  $F(t) = 0$ , y el sistema tiene una frecuencia natural  $f_n = (1/2\pi)(k/M)^{1/2}$ . Si sólo  $F(t) = 0$  en la ecuación (14.89), el sistema se comporta con oscilaciones amortiguadas  $C < C_c$  (amortiguación crítica):

$$C_c = 4\pi M f_n \quad (14.90a)$$

La reducción de la amplitud de las oscilaciones amortiguadas es logarítmica. Una medida conveniente de la amortiguación es el decrecimiento logarítmico,  $\delta$ , que se define como el logaritmo natural de la relación entre cualquiera de las dos amplitudes sucesivas de oscilaciones. Se puede expresar como:

$$\delta = 2\pi\zeta/(1 - \zeta^2)^{1/2} \quad (14.90b)$$

donde  $\zeta = C/C_c$ . Cuando la frecuencia de la fuerza de excitación  $F(t)$  coincide con la frecuencia natural  $f_n$ , ocurre la resonancia.

En una estructura real, la distribución de masa,  $m_s$ , a lo largo de la pila puede no ser uniforme; se deben considerar también la masa del agua que entra,  $m_w$ , en una pila hueca y la masa añadida,  $m_a$ , que resulta del movimiento de la pila en el agua. La masa por unidad de longitud es entonces:

$$m = m_s + m_w + m_a.$$



La masa añadida puede expresarse como  $m_a = C_a \rho \pi D^2 l / 4$ . Para un cilindro aislado,  $C_a = 1$ .  $C_a$  está relacionado con  $C_M$ , el coeficiente de inercia, como  $C_a = C_M - 1$ . La pila puede no estar sumergida por completo; en este caso, se considera sólo la masa del agua que entra y la masa añadida de la porción inmersa de la pila.

En el análisis de la respuesta dinámica, la estructura real se reemplaza por un cilindro equivalente con la misma sección transversal pero de longitud igual a la profundidad del agua (figura 14.27). La estructura real y el cilindro equivalente tienen las mismas formas modales, frecuencia natural y propiedades inerciales. Mediante este artificio se pueden utilizar los resultados experimentales de un voladizo con un extremo fijo en el lecho para analizar la estructura real. En esta sección sólo se considera el caso simple de la pila vertical con una distribución uniforme de masa, sin masa en los extremos y sin restricciones. Las pilas de longitudes mayores que la profundidad del agua y con restricciones y masas en los extremos con ejemplos se tratan por completo en Hallam, Heaf y Wootton (1978).

La frecuencia natural de un voladizo con una masa efectiva  $m_e$  con una longitud, es:

$$f_n = 0.56(EI/m_e l^4)^{1/2} \quad (14.91)$$

donde  $E$  es el módulo de elasticidad e  $I$  es el segundo momento de área:  $l$  es la 'longitud efectiva' de la pila, que es igual a la profundidad del agua más la profundidad aparente de fijación (figura 14.27) para permitir la rigidez de la interacción pila-suelo. Para una arcilla rígida, la profundidad de fijación aparente es de  $3.5D$  a  $4.5D$ , donde  $D$  es el diámetro de la pila. Para limos muy blandos es de  $7D$  a  $8.5D$ .

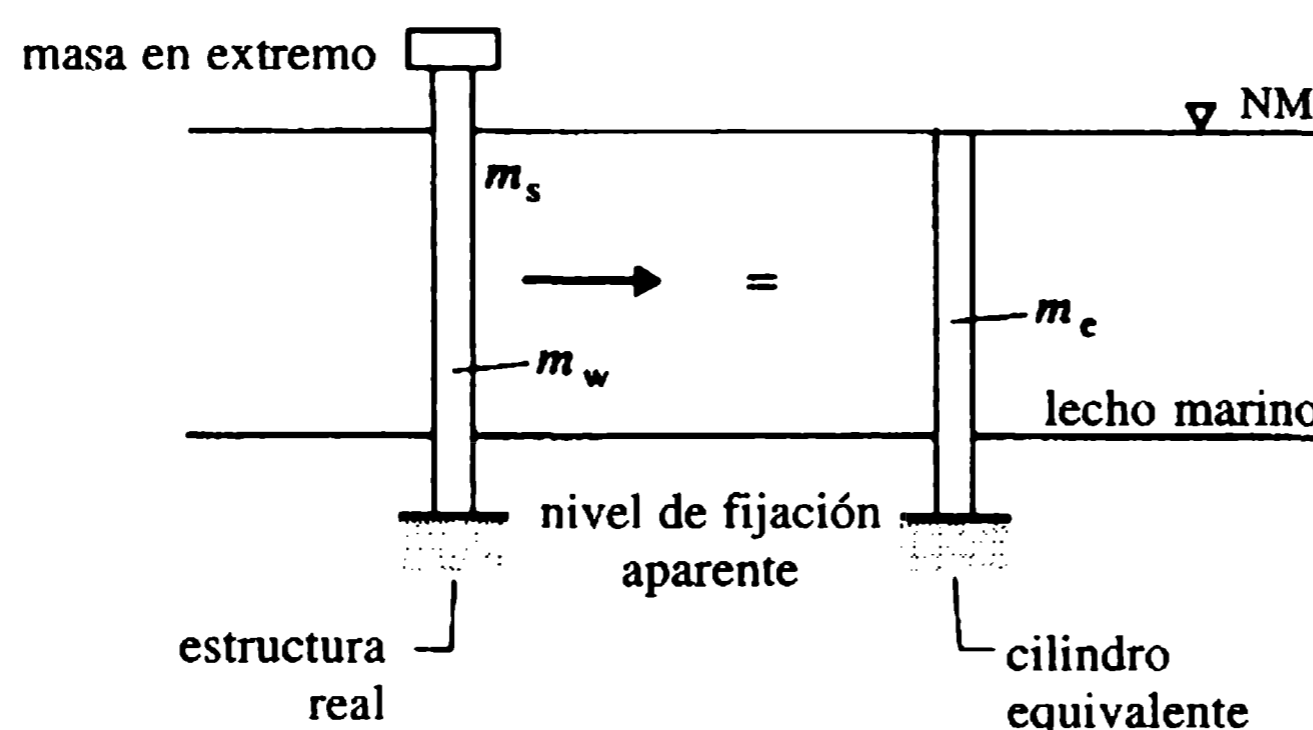
La condición de resonancia con la dirección transversal del flujo se presenta cuando la frecuencia de la fuerza excitadora  $f_v = f_n$ . Para el cilindro, con frecuencia de emisión de vórtices dada por  $S = 0.2$ , la resonancia ocurre cuando la velocidad del flujo es:

$$\text{para el movimiento transversal del flujo, } V = 5f_n D; \quad (14.92)$$

$$\text{para movimiento en línea, } V = 2.5f_n D. \quad (14.93)$$

La amplitud,  $\eta$ , de las oscilaciones de la pila vertical en el agua puede expresarse funcionalmente como:

$$\eta \sim m_e, f_n, \delta, V, \rho, \mu, D.$$



**Figura 14.27** Modelación de una estructura real con una estructura equivalente.



Argumentos dimensionales muestran que:

$$\frac{\eta}{D} \sim \frac{V}{f_n D}, \frac{m_\epsilon}{\rho D^2}, \delta, \frac{\rho V D}{\mu}.$$

El efecto del número de Reynolds puede considerarse insignificante. Por tanto,

$$\frac{\eta}{D} \sim \frac{V}{f_n D}, \frac{m_\epsilon}{\rho D^2}, \delta.$$

El primer término del lado derecho de la ecuación anterior se denomina en general velocidad reducida. Los últimos dos términos se combinan para formar un parámetro de estabilidad  $K'_s$  definido como:

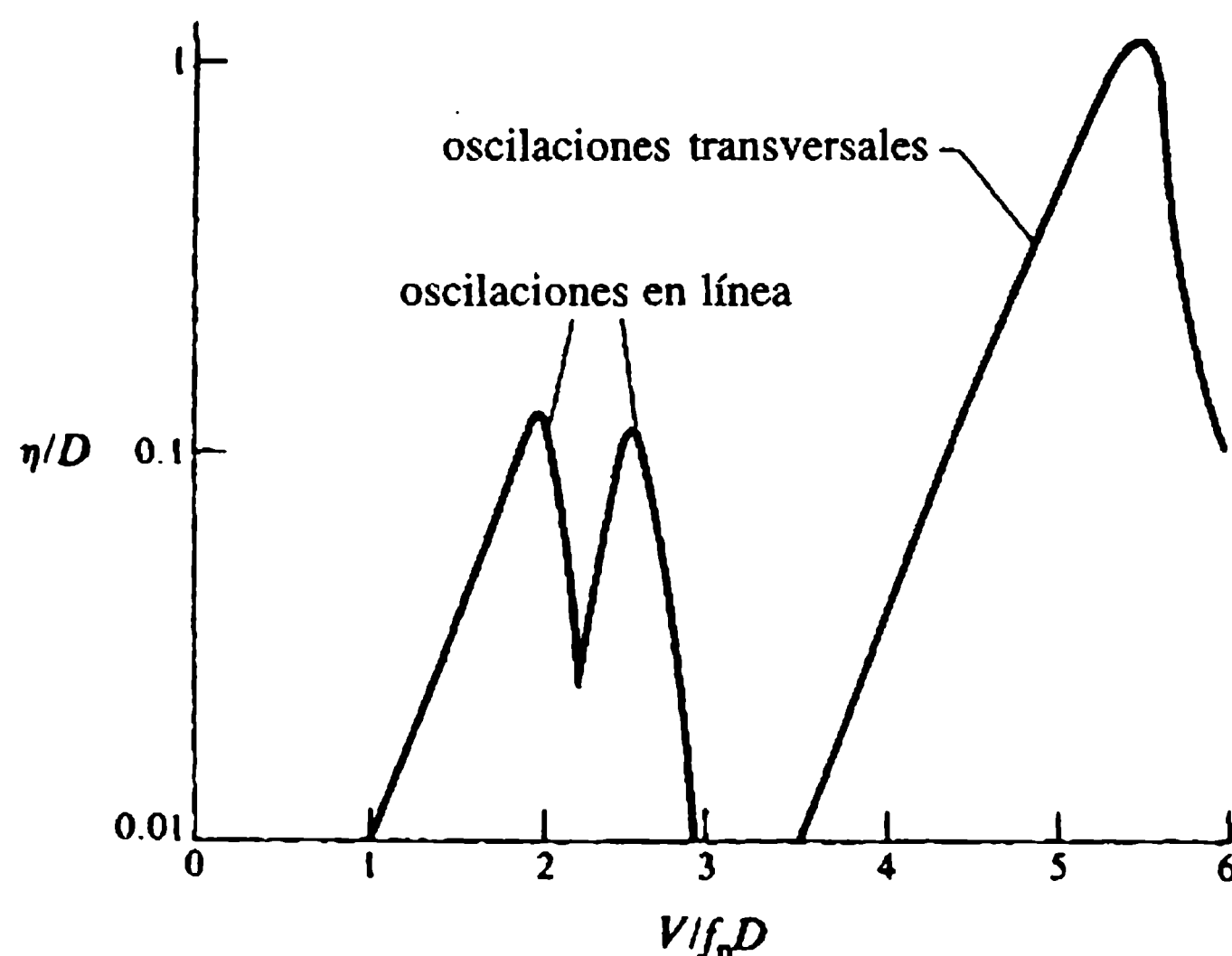
$$K'_s = 2m_\epsilon \delta / \rho D^2.$$

Entonces:

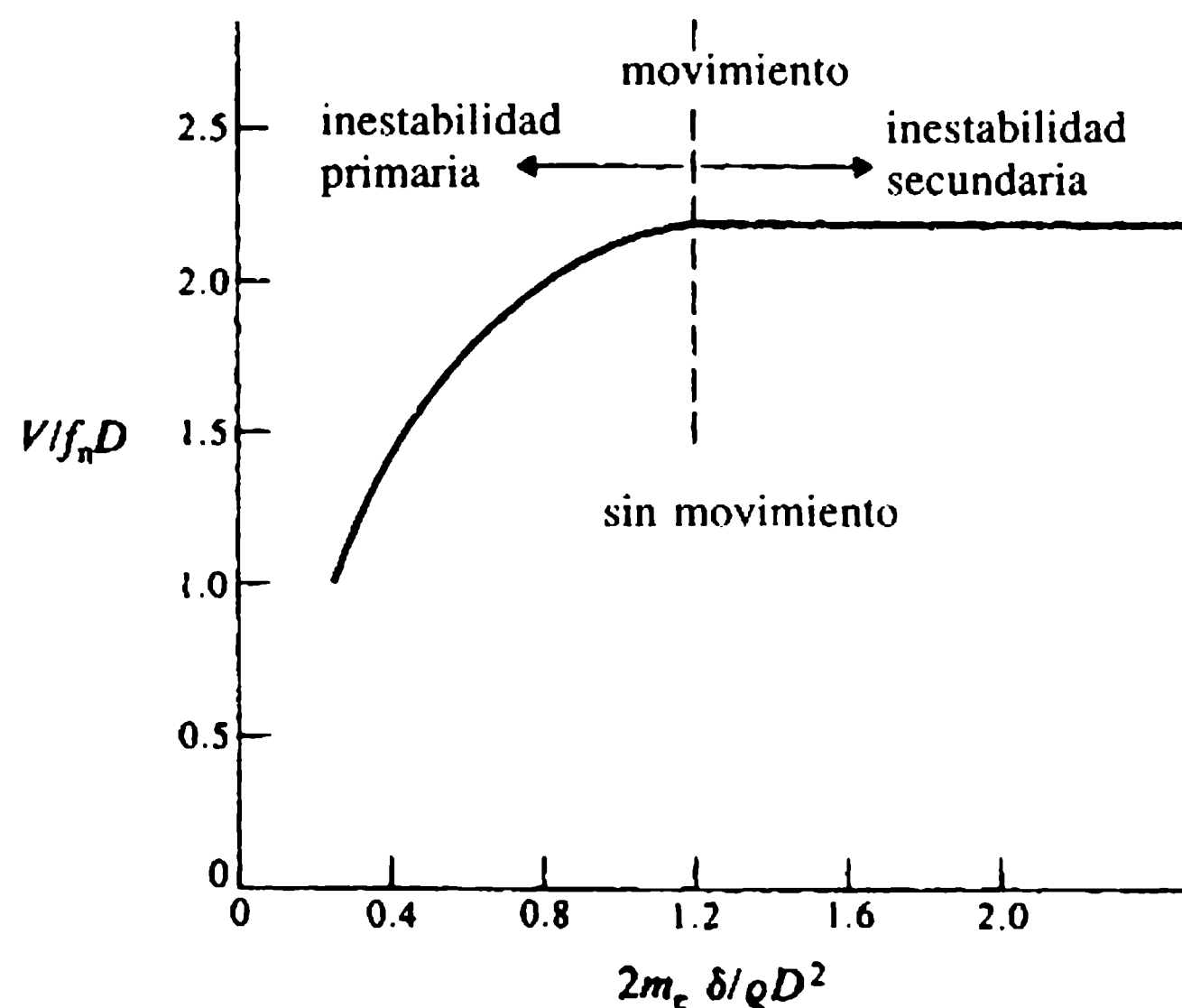
$$\frac{\eta}{D} \sim K'_s \frac{V}{f_n D}. \quad (14.94)$$

#### 14.16.1 OSCILACIONES EN LÍNEA

Los estudios experimentales de la respuesta en línea de cilindros flexibles expuestos a flujo permanente exhiben dos picos, como se muestra en la figura 14.28. El pico correspondiente a la velocidad reducida  $V/f_n D$  más alta se asocia con la emisión alternada de vórtices y el pico con la velocidad reducida más baja se relaciona con los vórtices emitidos simétricamente desde el cilindro. Se encuentra que el valor crítico de  $V/f_n D$



**Figura 14.28** Respuesta habitual de una pila vertical en una corriente permanente.



**Figura 14.29** Criterio de umbral de inestabilidad con respecto a oscilaciones en línea (Hallam, Heaf y Wootton, 1978).

en el que se inician las oscilaciones, es función de  $K'_s$  (figura 14.29). Asimismo se ha hallado que no hay excitación con la dirección en línea para  $K'_s > 1.8$ .

#### 14.16.2 OSCILACIONES TRANSVERSALES

En la figura 14.28 se muestra que la respuesta del pico del cilindro con la dirección transversal presenta valores de  $V/f_n D$  mayores que los de las oscilaciones en línea. El umbral de las oscilaciones en línea se expresa en términos del valor crítico de  $V/f_n D$  en función del número de Reynolds del flujo (figura 14.30). No se han observado oscilaciones transversales para  $K'_s > 10$ .

El amortiguamiento asociado a las estructuras marinas es la suma del amortiguamiento estructural y el arrastre dinámico del fluido. Ambos son difíciles de evaluar. El amortiguamiento estructural, que se expresa en función del decrecimiento logarítmico  $\delta_s$ , se estima de ordinario mediante ensayos en prototipo. Valores habituales de  $\delta_s$ , dados en Hallam, Heaf y Wootton (1978) son los siguientes:

para acero estructural,  $\delta_s = 0.02$ ;

para concreto,  $\delta_s = 0.05$  (sin agrietamiento) o  $\delta_s = 0.16 - 0.36$  (agrietado);

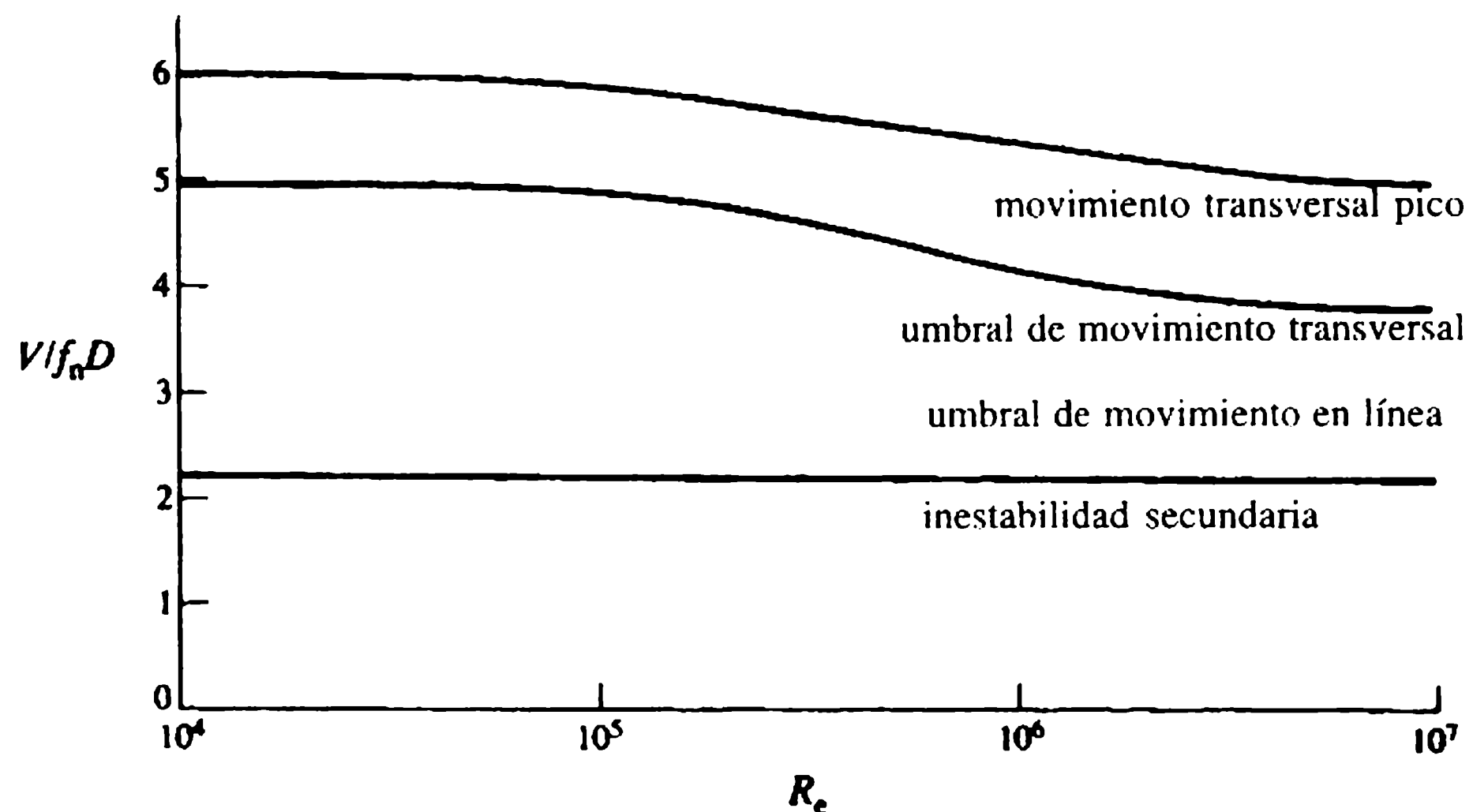
para madera,  $\delta_s = 0.05 - 0.2$ ;

para estructuras marinas de acero,  $\delta_s = 0.08 - 0.20$ ;

para estructuras marinas de concreto,  $\delta_s \approx 0.06$ .

Las otras fuentes de amortiguamiento son la fuerza de arrastre que surge del movimiento oscilatorio en el fluido. La ecuación (14.82) da la fuerza de arrastre  $F_D$  como:

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho |u| u D = \frac{1}{2} C_D \rho |\dot{x}| \dot{x} D.$$



**Figura 14.30** Criterio de umbral de inestabilidad con respecto a las oscilaciones transversales (Hallam, Heaf y Wootton, 1978).

Si se utiliza el término no lineal de la fuerza de amortiguamiento, es imposible resolver la ecuación (14.89) en forma cerrada. Por tanto, el término de arrastre se linealiza como:

$$F_D = \frac{1}{2} c_w \rho \dot{x} D$$

donde  $c_w$  es el valor del promedio de  $C_D |\dot{x}|$  sobre un ciclo completo.

### 14.16.3 UMBRAL DE INESTABILIDAD

Para determinar si una pila vertical estará sujeta a vibraciones inducidas por el flujo en una corriente permanente, primero se establece la pila equivalente a la estructura analizada. Para la pila equivalente se encuentran el parámetro de estabilidad  $K'_s$ , la velocidad reducida y el número de Reynolds para la corriente. De acuerdo con las figuras 14.29 y 14.30 se investiga si puede ocurrir el umbral de estabilidad del flujo en línea o transversal. La amplitud de las oscilaciones se halla en función de  $K'_s$  en Hallam, Heaf y Wootton (1978).

Las oscilaciones inducidas por vórtices se pueden prevenir en la etapa de diseño escogiendo apropiadamente los valores de la velocidad reducida y el parámetro de estabilidad. Pueden instalarse dispositivos que modifican el flujo y reducen la excitación en las estructuras circulares en el campo. Por lo común se utilizan las tracas (aletas enrolladas alrededor del cilindro) y una envoltura (un tubo con pequeños agujeros colocados sobre el cilindro y separados a corta distancia).

### 14.17.1 GENERALIDADES

## 14.17 Descarga al mar

Por su gran capacidad de asimilar desechos y volverlos inofensivos los océanos han sido explotados como receptores de desechos. Una descarga usual consta de una tubería que vierte efluentes desde tierra firme hacia el mar y descansa o está enterrada en el fondo del mar (o alojada en un túnel). Es sumamente importante que el diseño de la descarga tenga en cuenta no sólo el funcionamiento hidráulico sino también el impacto ambiental. Algunas de las descargas cortas construidas han fallado desde el punto de vista ambiental, puesto que los efluentes han encontrado formas de devolverse y han contaminado las playas. Aun las grandes descargas pueden algunas veces ser inadecuadas, ya que los efluentes pueden regresar a la playa dependiendo de la dirección de las corrientes producidas por el flujo de las mareas, las olas y el viento.

Hay dos tipos de descargas esenciales: Una que consta de una tubería con un difusor con dirección mar adentro, por encima del lecho marino, y orificios de pared, a través de los cuales vierte el efluente, que son sólo agujeros en la pared de la tubería; el segundo tipo, enterrado en el fondo del mar, tiene tuberías ascendentes desde el difusor. La tubería de descarga y las ascendentes deben protegerse de las anclas de los barcos y las redes de pesca.

En los proyectos de grandes descargas y en los que involucran aguas confinadas, se deben verificar las concentraciones de los contaminantes vertidos periódicamente mediante un muestreo de la calidad del agua que se caracteriza por la demanda biológica de oxígeno (DBO), el contenido de bacterias, la materia suspendida, la turbiedad, el pH, la temperatura, los químicos tóxicos, los minerales y la materia orgánica e inorgánica. El impacto de estos diversos constituyentes sobre el ambiente a menudo es complejo y no es necesariamente inmediato.

Cuando el efluente se vierte al mar, se diluye rápidamente por dilución inicial y después por dispersión secundaria. La DBO y los sólidos suspendidos se reducen con rapidez mediante estos procesos. Es necesario, sin embargo, que las corrientes del medio sean favorables y que el sitio esté alejado lo suficiente de la costa para reducir el contenido bacterial aún más por dilución, mortalidad y sedimentación antes que los desechos diluidos puedan alcanzar la costa.

Además de estos aspectos ambientales, el diseño de los sistemas de descarga dependerá de las características del sistema de alcantarillado, los caudales de las crecientes, el sitio de la descarga, las obras de captación y la descarga misma. Los caudales de las crecientes en los sistemas combinados (que recolectan tanto aguas residuales como la escorrentía de las aguas lluvias) se diseñan para reducir el flujo en las alcantarillas en cerca de 6 veces el flujo de clima seco y pueden también ser una causa de contaminación cuyo impacto sobre el ambiente debe evaluarse.

El tratamiento preliminar de los desechos en tierra firme se debe complementar con el tratamiento marino subsecuente para alcanzar estándares ambientales aceptables. Antes de verter el efluente en el mar, se remueve el cascajo para evitar que se deposite en la tubería de salida y la materia en suspensión se reduce a pequeños tamaños (las rejillas deberán dejar pasar partículas con un tamaño máximo de 5-6 mm). Si el tratamiento marino de la carga en suspensión del efluente no es muy efectivo ambientalmente, se debe incorporar sedimentación primaria antes del ver-

timiento del efluente en el mar. Si la efectividad de la descarga no da como resultado contenidos bacteriales aceptables, se puede recomendar desinfección. Vale la pena señalar que puede ser difícil deshacerse del lodo producido en la sedimentación primaria y que la desinfección del efluente puede ser nociva para la vida acuática.

En este texto conciso muchos aspectos de descargas al mar sólo se pueden considerar de manera breve; para un tratamiento más amplio del tema, se remite al lector a Charlton (1985) y Neville-Jones y Dorling (1986).

#### 14.17.2 INVESTIGACIONES EN EL SITIO

Para un diseño efectivo de descargas se deben realizar investigaciones en el sitio para evaluar la calidad del agua receptora, las mareas y las corrientes, las condiciones ambientales (por ejemplo las algas marinas, la vida animal, las bacterias, etc.). Charlton (1985) describe los métodos utilizados para obtener un atlas de mareas en el que se presenta la variación de las corrientes a lo largo del ciclo de mareas en forma horaria. El desempeño global de la descarga se predice mediante ensayos con trazadores. En general, los ensayos se realizan en condiciones marinas normales introduciendo en el sitio trazadores cuya dispersión y dilución se monitorean de continuo a profundidades menores de 1 m.

#### 14.17.3 DILUCIÓN INICIAL Y DISPERSIÓN SECUNDARIA

El efluente que pasa a través de un orificio es más liviano que el agua del mar que lo rodea; la densidad usual del agua marina es  $1.026 \text{ kg m}^{-3}$ , lo cual depende de la temperatura ambiente y del contenido de sal. Por consiguiente, un gradiente de densidad en la profundidad debido a variaciones de temperatura y salinidad puede ocasionar el incremento de la densidad con la profundidad. Es probable que la estratificación de densidad sea más pronunciada en verano que en invierno.

Se considera que los efluentes del orificio descargan con dirección vertical hacia un mar con densidad uniforme sin corrientes ambientales. El chorro resultante que flota se esparce debido a la tasa inicial de *momentum* y a los efectos de flotación. Sin considerar la tasa de *momentum*, el efluente del orificio se esparcirá como un penacho puro impulsado sólo por la flotación. A medida que el chorro asciende a la superficie, el entrapamiento del agua circundante ocurre con máxima velocidad y concentración a lo largo de la línea central del chorro y decae con dirección a lo largo de la corriente. Es común que en lugar de concentración se utilice el término dilución. Si, por ejemplo, se mezclan 99 ml de agua salada pura con 1 ml de efluente, entonces la dilución es 100:1 o simplemente 100. Al llegar a la superficie del mar el efluente tiende a esparcirse en sentido horizontal.

La densidad del efluente se incrementa mediante la dilución. Si el agua receptora está estratificada por densidad, entonces incluso puede ocurrir que el efluente no llegue a la superficie ya que, cuando alcance una profundidad cuya densidad sea igual a la del agua circundante, el penacho se detiene y se propaga de forma horizontal.

La fase siguiente del transporte del efluente es la advección ocasionada por las corrientes del océano y la difusión turbulenta. La fase, denominada dispersión secundaria, depende de la corriente y la estructura de la turbulencia del océano.

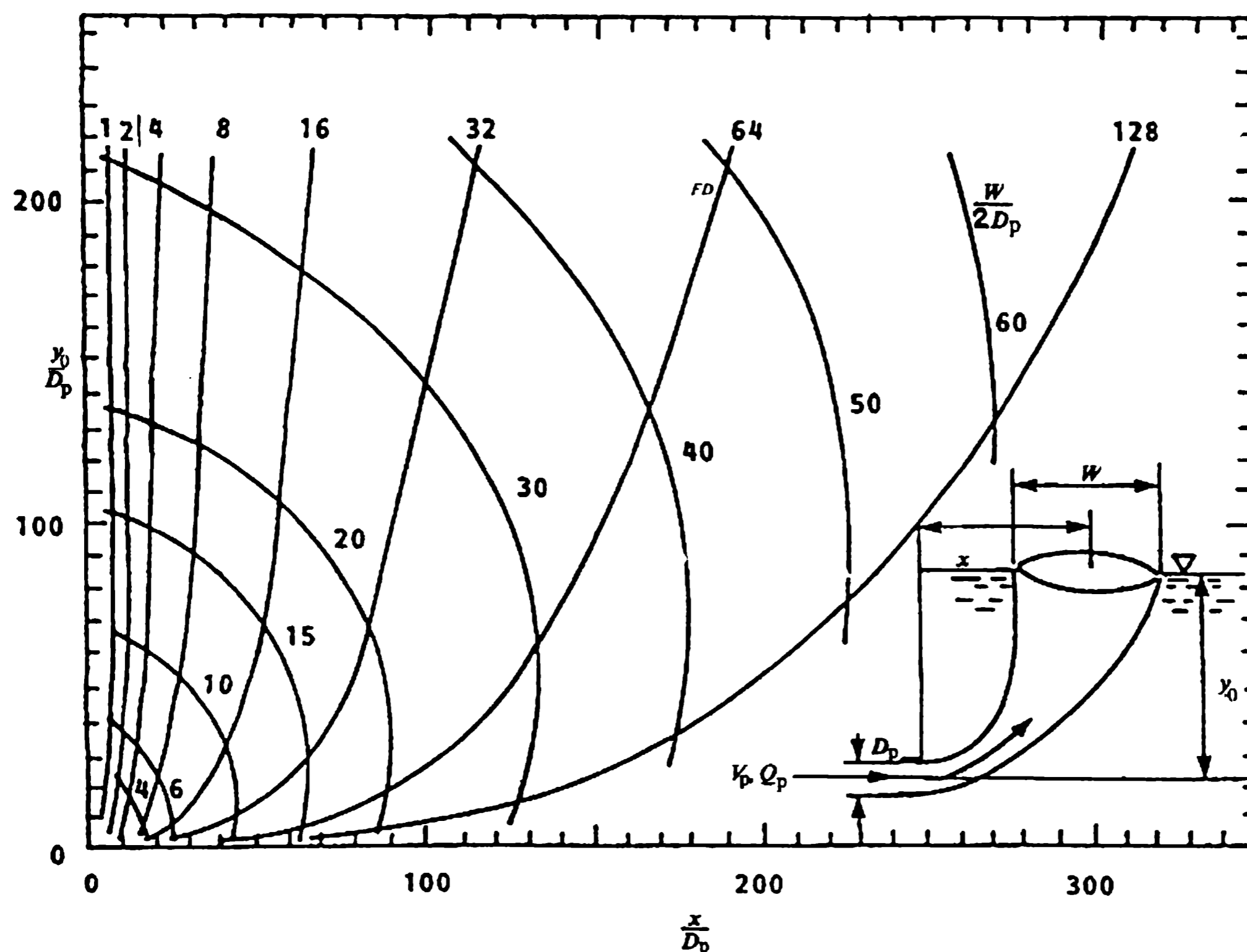
De ordinario, los orificios descargan los efluentes horizontalmente para lograr la mejor dilución (figura 14.31). La figura 14.31 también muestra el esparcimiento del chorro, lo que se analizará con más detalle en la sección 14.17.6. En un efluente que descarga en sentido horizontal, se obtienen diluciones en la superficie del agua entre 20% y 50% mayores que para descargas verticales.

#### 14.17.4 FLUIDO AMBIENTE EN REPOSO

La dilución inicial del efluente  $S_m$  a lo largo de la línea central del chorro que sale del orificio hacia agua en reposo se puede expresar en forma funcional como:

$$S_m = f_0 \left[ \frac{V_p}{(g' D_p)^{1/2}}, \frac{y_0}{D_p} \right] \quad (14.95)$$

donde  $V_p$  es la velocidad en la salida del orificio,  $y_0$  es la profundidad del orificio por debajo de la superficie y  $D_p$  es el diámetro del orificio.  $g' = g(\rho_a - \rho_0)/\rho_0$  donde  $\rho_a$  es la densidad del fluido ambiente y  $\rho_0$  es la densidad del efluente. El primer término



**Figura 14.31** Esparcimiento de chorros horizontales en aguas en reposo (Charlton, 1985).



del lado derecho de la ecuación (14.95) es el número densimétrico de Froude denominado  $FD$  [ecuación (8.20)].

El esparcimiento horizontal del chorro en flotación que descarga en un fluido circundante en reposo se ha estudiado de manera extensa y los resultados se presentan en la forma de la ecuación (14.95), en diagramas o ecuaciones. La figura 14.32 expresa mediante gráfica la forma funcional debida a Fan y Brooks (1966). Cederwall (1968) expresa la dilución en forma de ecuaciones como:

$$S_m = 0.54 FD \left( \frac{y_0}{D_p FD} \right)^{7/16} \quad \text{para} \quad \frac{y_0}{D_p} < 0.5 FD \quad (14.96)$$

y:

$$S_m = 0.54 FD \left( \frac{0.38 y_0}{D_p FD} + 0.66 \right)^{5/3} \quad \text{para} \quad \frac{y_0}{D_p} \geq 0.5 FD. \quad (14.97)$$

$S_m$  es la dilución mínima que ocurre a lo largo de la línea central del penacho. Para vertimientos en orificios verticales, las diluciones del penacho promedio  $S_a$  en la región de mezcla inicial se pueden determinar mediante las ecuaciones debidas a Muellenhoff *et al.* (1985), siendo  $Q_p$  el vertimiento en el orificio:

$$S_a = 0.13 g^{1/3} Q_p^{-2/3} y_0^{5/3}$$

que puede escribirse en forma adimensional como:

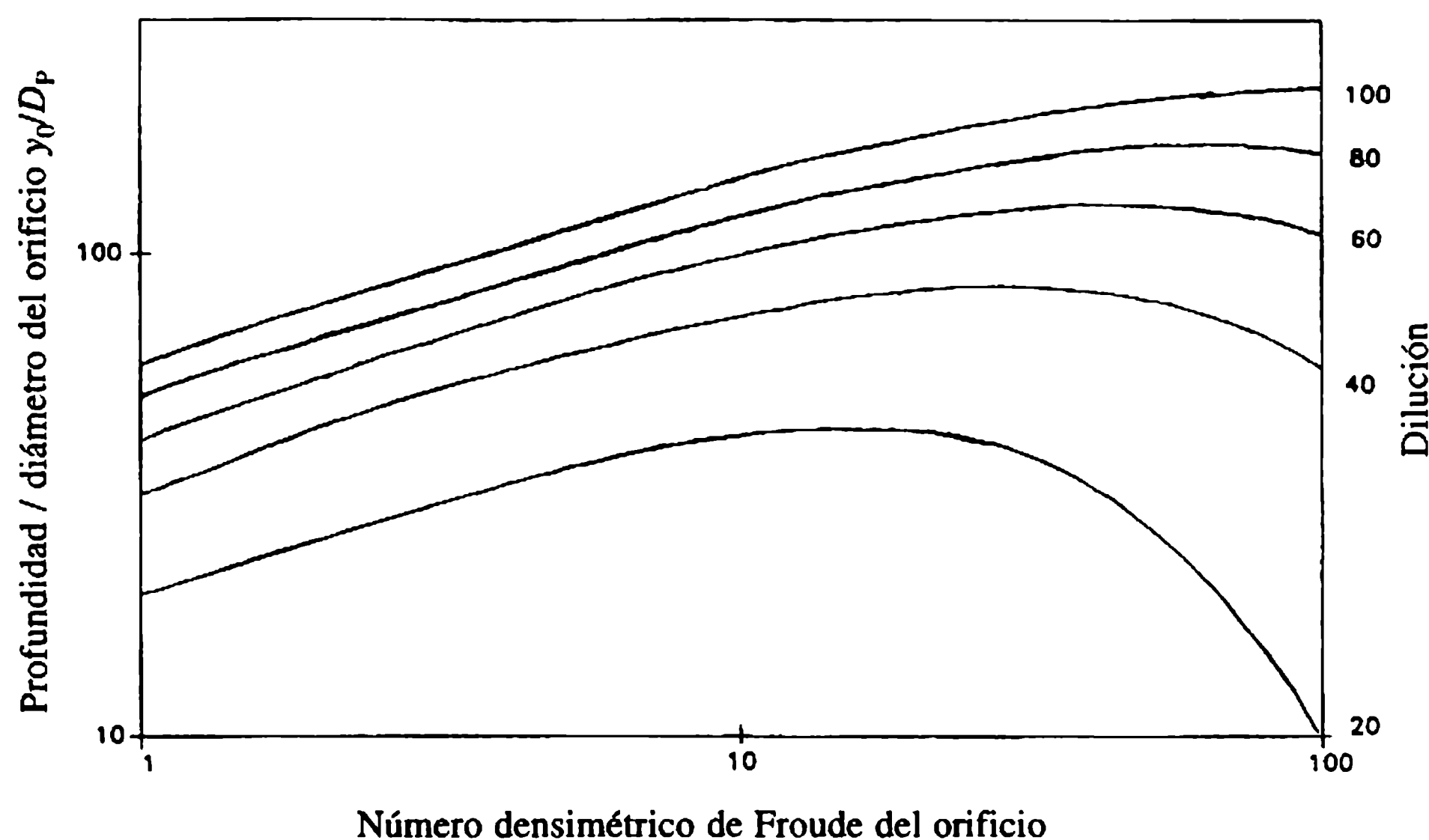
$$S_a = 0.13 \left( \frac{\pi}{4} \right)^{-2/3} \frac{1}{FD^{2/3}} \left( \frac{y_0}{D_p} \right)^{5/3}. \quad (14.98)$$

La dilución promedio del penacho  $S_a$  se aproxima a 1.8 veces la dilución mínima  $S_m$  en la línea central.

La figura 14.32 muestra que se puede obtener la misma dilución para números densimétricos de Froude de salida altos o bajos. Las velocidades bajas implican cabezas motoras bajas, mientras que las velocidades altas necesitan cabezas grandes. La selección de velocidades bajas puede conducir al mal funcionamiento de la descarga si se presentan depósitos de sedimentos en el lecho o si el número densimétrico de Froude está por debajo del límite crítico de la unidad, cuando se desarrolla intrusión de agua salada, lo que reduce el flujo del efluente.

#### 14.17.5 AGUA RECEPTORA EN MOVIMIENTO

Cuando el efluente descarga en un agua receptora en movimiento con velocidad  $V_a$ , la dilución se modifica de forma significativa respecto a la del agua en reposo. Estudios de campo (Agg y Wakeford, 1972) suministran una ecuación para un factor de dilución adicional  $\alpha$  que es la relación entre la dilución en agua en movimiento y la dilución en agua en reposo. La ecuación empírica de  $\alpha$  aplicable en el intervalo  $0.1 < V_a/V_p < 2.0$  es:



**Figura 14.32** Dilución en la línea central como función de  $y_0/D_p$  y  $FD$ .

$$\log \alpha = 1.107 + 0.938 \log (V_a/V_p). \quad (14.99)$$

(La dilución en agua en movimiento se determina multiplicando la dilución en agua en reposo de la figura 14.32 por el factor  $\alpha$ ). Lee y Neville-Jones (1987) presentan las siguientes ecuaciones para la dilución en agua en movimiento:

$$S_m = \frac{0.31 B^{1/3} y_0^{5/3}}{Q_p} \quad \text{para} \quad y_0 < \frac{5B}{V_a^3}, \quad (14.100)$$

$$S_m = \frac{0.32 V_a y_0^2}{Q_p} \quad \text{para} \quad y_0 \geq \frac{5B}{V_a^3} \quad (14.101)$$

y:

$$B = Q_p g \frac{\rho_a - \rho_0}{\rho_0}.$$

Para valores pequeños de  $y_0/D_p$ , los resultados de Agg y Wakeford son comparables con las ecuaciones (14.100) y (14.101) pero, para  $y_0/D_p$  entre 50 y 100, tienden a subestimar la dilución inicial (Neville-Jones y Dorling, 1986).

Para orificios verticales únicos que descargan en aguas receptoras en movimiento, Muellenhoff *et al.* (1985) presentan la siguiente ecuación para la dilución promedio  $S_a$ :

$$S_a = 0.49 \frac{V_a y_0^2}{Q_p}. \quad (14.102)$$

## 14.17.6 SEPARACIÓN DE LOS ORIFICIOS

La separación de los orificios depende de la geometría del penacho a medida que se esparce. En condiciones de aguas en reposo, los penachos ascendentes en flotación no deberán superponerse hasta alcanzar la superficie. La geometría de un penacho en flotación en agua en reposo de acuerdo con Brooks (1970) se muestra en la figura 14.31. La extensión radial adimensional del penacho  $W/D_p$  en la superficie libre se presenta en la figura 14.31 en función del número densimétrico de Froude  $FD$  y  $y_0/D_p$ . La separación de los orificios debe ser mayor que  $W$ . En agua receptora en movimiento, el tamaño del penacho se incrementa con el aumento del grado de dilución. Neville-Jones y Dorling (1986) sugieren que para  $V_a/V_p < 0.2$ ,  $W = 0.5y_0$  para  $y_0 > 2B/V_a^3$ . El ancho  $W = 0.9y_0$  para  $V_a/V_p > 0.2$ .

## 14.17.7 DISEÑO DEL DIFUSOR

El flujo en la descarga puede deberse a la gravedad dependiendo de la cabeza disponible entre las estructuras de captación y el nivel más alto del agua en el punto de vertido al mar. Si no hay cabeza disponible suficiente, entonces el agua de desechos se bombea en la descarga.

Las pérdidas por fricción en la tubería recta de la descarga que conduce al difusor se calculan utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach [ecuación (8.4)] determinando el factor de fricción mediante la ecuación (8.5) o la ecuación de Colebrook-White (ejemplo 13.1). Durante la operación de la descarga se acumula babaza en la pared de la tubería, lo que incrementa la altura de rugosidad y reduce el diámetro efectivo de la tubería, hecho que debe tenerse en cuenta en los cálculos de pérdidas de cabeza.

La figura 14.33 muestra un difusor típico con tres orificios y tuberías ascendentes verticales. Una expresión del caudal a través de un orificio se obtiene aplicando la ecuación de energía entre la salida del orificio y la línea central del difusor en la unión. Si se considera por ejemplo, el orificio 2:

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{p_{a2}}{\rho g} + \frac{V_{p2}^2}{2g} + l_{p2} + \frac{V_{p2}^2}{2g} (k_e + k_{st} + k_b) \quad (14.103)$$

donde  $p_2$  y  $V_2$  son respectivamente la presión y la velocidad justo antes de la unión 2.  $l_{p2}$  es la distancia vertical entre la salida del orificio y la línea central del difusor y  $p_{a2}$  es la presión ambiente en la salida del orificio.  $k_e$ ,  $k_{st}$  y  $k_b$  son respectivamente los coeficientes de pérdida de cabeza a la entrada de la tubería ascendente, a lo largo de la porción derecha de ella y en el codo (Miller, 1994). El caudal a través del segundo orificio,  $Q_{p2}$  es entonces  $Q_{p2} = a_{p2} V_{p2}$ .

Los orificios de pared son sólo agujeros en la pared del difusor y pueden tener una entrada redondeada o con borde agudo. Se utiliza la ecuación (14.103) con  $l_{p2} = k_{st} = k_b = 0$ . Por tanto, para  $V_{p2}$ :

$$V_{p2} = \left( \frac{1}{1+k_e} 2gE_2 \right)^{1/2} \quad (14.104)$$

donde:

$$E_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{p_{a2}}{\rho g} \quad (14.105)$$

y el caudal es:

$$Q_{p2} = c' a_{p2} V_{p2} = c_d a_{p2} (2gE_2)^{1/2} \quad (14.106)$$

con:

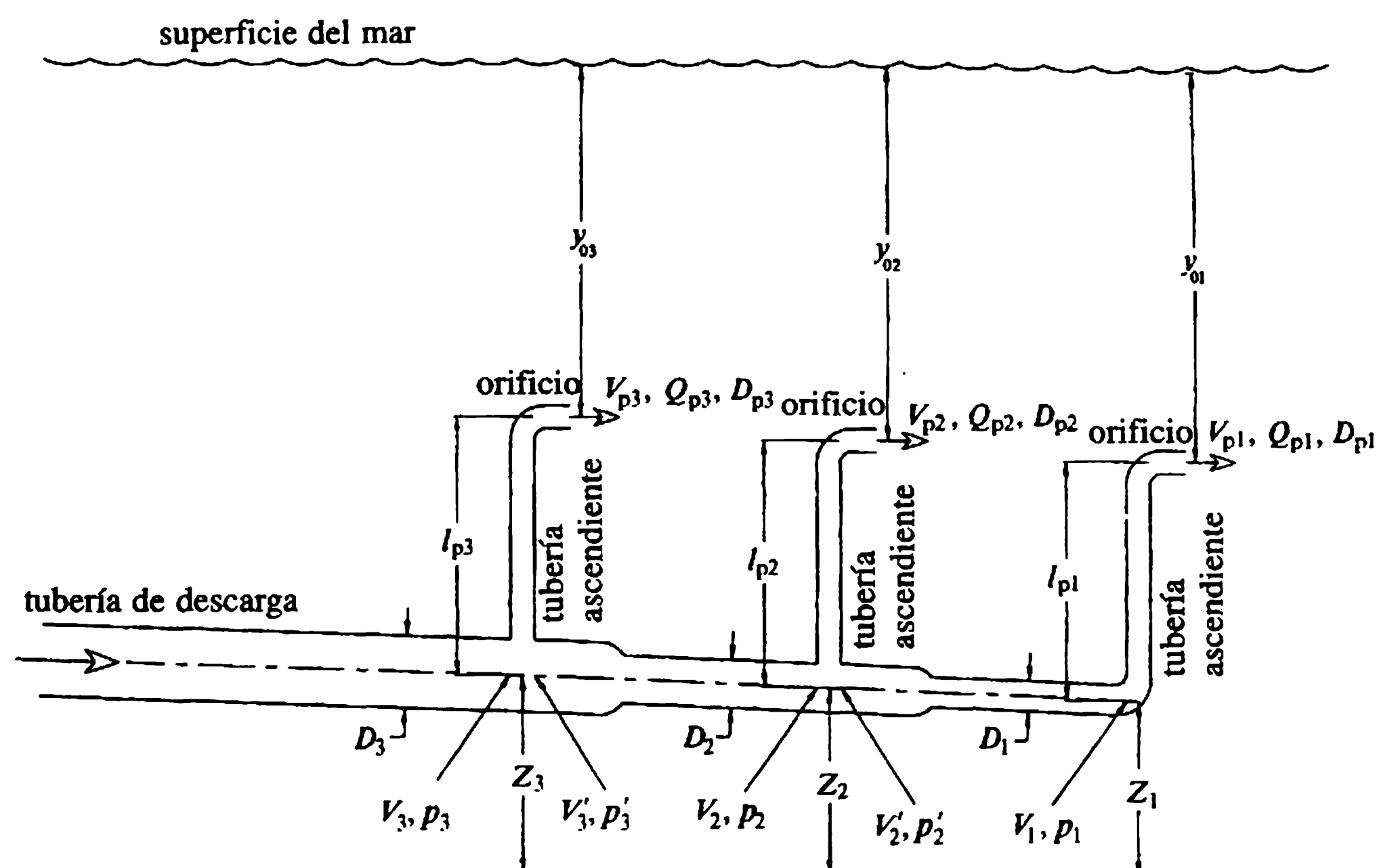
$$c_d = c' \left( \frac{1}{1+k_e} \right)^{1/2}$$

Una ecuación empírica (Koh y Brooks, 1975) basada en experimentos de laboratorio para orificios de diámetro menor a un décimo del diámetro del difusor con entrada acampanada es:

$$c_d = 0.975 \left( 1 - \frac{V_j^2}{2gE_p} \right)^{3/8} \quad (14.107)$$

y para una entrada con borde agudo es:

$$c_d = 0.63 - 0.58 \frac{V_p^2}{2gE_j} \quad (14.108)$$



**Figura 14.33** Difusor con tuberías ascendentes.

#### 14.17.6 SEPARACIÓN DE LOS ORIFICIOS

La separación de los orificios depende de la geometría del penacho a medida que se esparce. En condiciones de aguas en reposo, los penachos ascendentes en flotación no deberán superponerse hasta alcanzar la superficie. La geometría de un penacho en flotación en agua en reposo de acuerdo con Brooks (1970) se muestra en la figura 14.31. La extensión radial adimensional del penacho  $W/D_p$  en la superficie libre se presenta en la figura 14.31 en función del número densimétrico de Froude  $FD$  y  $y_0/D_p$ . La separación de los orificios debe ser mayor que  $W$ . En agua receptora en movimiento, el tamaño del penacho se incrementa con el aumento del grado de dilución. Neville-Jones y Dorling (1986) sugieren que para  $V_a/V_p < 0.2$ ,  $W = 0.5y_0$  para  $y_0 > 2B/V_a^3$ . El ancho  $W = 0.9y_0$  para  $V_a/V_p > 0.2$ .

#### 14.17.7 DISEÑO DEL DIFUSOR

El flujo en la descarga puede deberse a la gravedad dependiendo de la cabeza disponible entre las estructuras de captación y el nivel más alto del agua en el punto de vertido al mar. Si no hay cabeza disponible suficiente, entonces el agua de desechos se bombea en la descarga.

Las pérdidas por fricción en la tubería recta de la descarga que conduce al difusor se calculan utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach [ecuación (8.4)] determinando el factor de fricción mediante la ecuación (8.5) o la ecuación de Colebrook-White (ejemplo 13.1). Durante la operación de la descarga se acumula babaza en la pared de la tubería, lo que incrementa la altura de rugosidad y reduce el diámetro efectivo de la tubería, hecho que debe tenerse en cuenta en los cálculos de pérdidas de cabeza.

La figura 14.33 muestra un difusor típico con tres orificios y tuberías ascendentes verticales. Una expresión del caudal a través de un orificio se obtiene aplicando la ecuación de energía entre la salida del orificio y la línea central del difusor en la unión. Si se considera por ejemplo, el orificio 2:

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{p_{a2}}{\rho g} + \frac{V_{p2}^2}{2g} + l_{p2} + \frac{V_{p2}^2}{2g} (k_e + k_{st} + k_b) \quad (14.103)$$

donde  $p_2$  y  $V_2$  son respectivamente la presión y la velocidad justo antes de la unión 2.  $l_{p2}$  es la distancia vertical entre la salida del orificio y la línea central del difusor y  $p_{a2}$  es la presión ambiente en la salida del orificio.  $k_e$ ,  $k_{st}$  y  $k_b$  son respectivamente los coeficientes de pérdida de cabeza a la entrada de la tubería ascendente, a lo largo de la porción derecha de ella y en el codo (Miller, 1994). El caudal a través del segundo orificio,  $Q_{p2}$  es entonces  $Q_{p2} = a_{p2} V_{p2}$ .

Los orificios de pared son sólo agujeros en la pared del difusor y pueden tener una entrada redondeada o con borde agudo. Se utiliza la ecuación (14.103) con  $l_{p2} = k_{st} = k_b = 0$ . Por tanto, para  $V_{p2}$ :

$$V_{p2} = \left( \frac{1}{1+k_e} 2gE_2 \right)^{1/2} \quad (14.104)$$

donde:

$$E_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{p_{a2}}{\rho g} \quad (14.105)$$

y el caudal es:

$$Q_{p2} = c' a_{p2} V_{p2} = c_d a_{p2} (2gE_2)^{1/2} \quad (14.106)$$

con:

$$c_d = c' \left( \frac{1}{1+k_e} \right)^{1/2}$$

Una ecuación empírica (Koh y Brooks, 1975) basada en experimentos de laboratorio para orificios de diámetro menor a un décimo del diámetro del difusor con entrada acampanada es:

$$c_d = 0.975 \left( 1 - \frac{V_j^2}{2gE_p} \right)^{3/8} \quad (14.107)$$

y para una entrada con borde agudo es:

$$c_d = 0.63 - 0.58 \frac{V_p^2}{2gE_j} \quad (14.108)$$

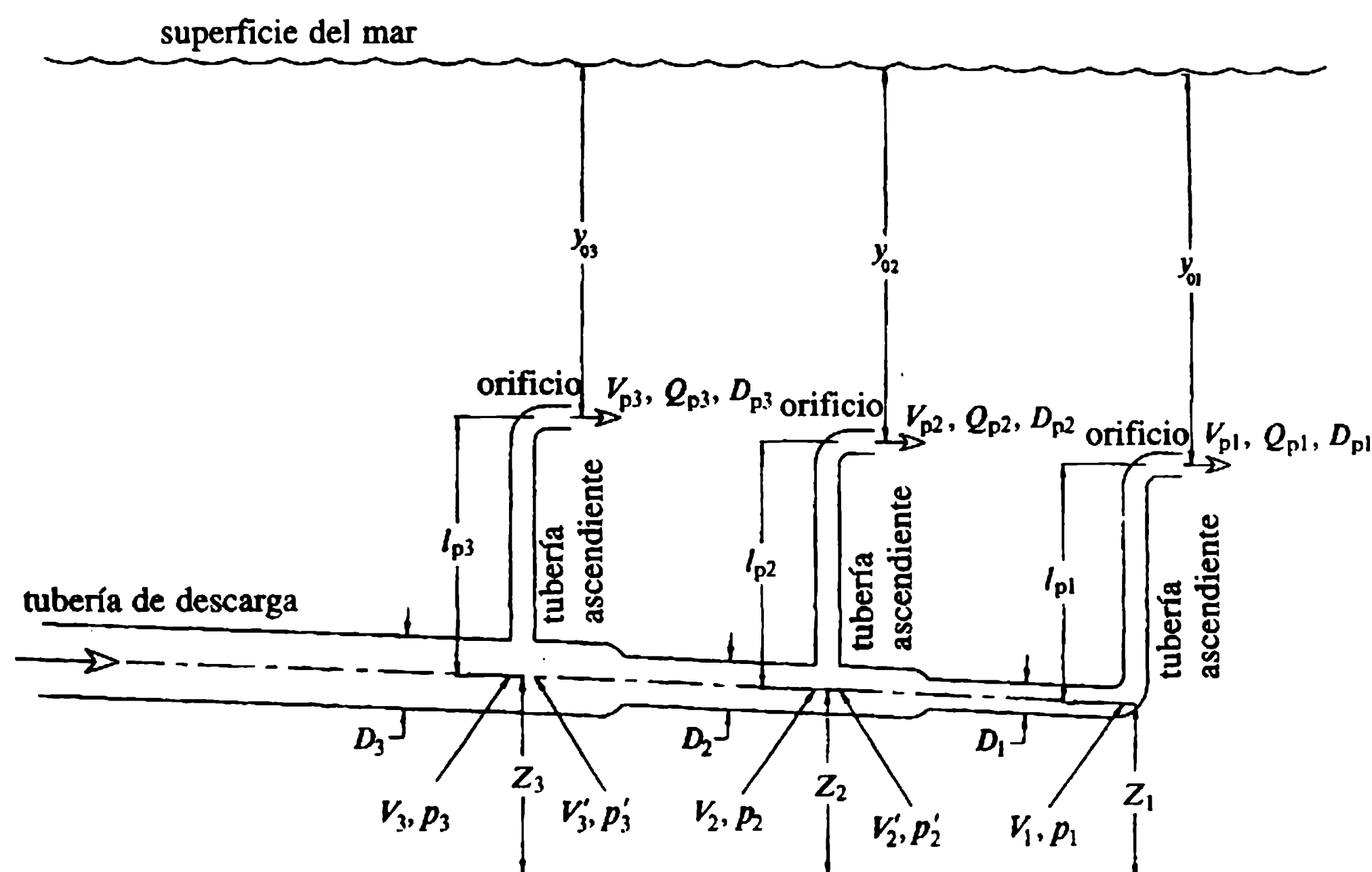


Figura 14.33 Difusor con tuberías ascendentes.



$E_j$  está dado por la ecuación (14.105). Para los orificios con tuberías ascendentes los coeficientes de descarga experimentales oscilan entre 0.648 y 0.848 (Grace, 1978). Estos coeficientes se pueden utilizar para un diseño preliminar; para cálculos detallados se debe utilizar la ecuación (14.103) que tiene en cuenta las pérdidas en los componentes individuales del ensamblaje de la tubería ascendente.

#### a. Análisis del flujo en el difusor

Remitiéndose a la figura 14.33, la ecuación de energía para el segmento del difusor entre los orificios 2 y 3 es:

$$\frac{p'_3}{\rho g} + \frac{V_3'^2}{2g} + \Delta Z_{23} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{f23} + h_c \quad (14.109)$$

$p'_3$  y  $V_3'$  son las respectivas presión y velocidad en el difusor en la sección inmediatamente aguas abajo de la unión 3 (figura 14.33).  $p_2$  y  $V_2$  son las respectivas presión y velocidad aguas arriba de la unión 2 (figura 14.33).  $\Delta Z_{23}$  es el cambio en la elevación.  $h_{f23}$  es la pérdida de cabeza por fricción en la tubería recta y  $h_c$  la pérdida de cabeza en la contracción que por lo general es insignificante.  $Z_2$  y  $Z_3$  son las elevaciones de las uniones 1 y 2, respectivamente (figura 14.33).

La presión a través de la unión (figura 14.33) se determina utilizando la ecuación de energía que, como ejemplo, para la unión 2 es:

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{p'_2}{\rho g} + \frac{V_2'^2}{2g} + k_2 \frac{V_2'^2}{2g} \quad (14.110)$$

Nótese que:

$$Q_2 = Q'_2 + Q_{p2} \quad (14.111)$$

donde  $Q_2$ ,  $Q'_2$  y  $Q_{p2}$  son los respectivos caudales aguas arriba y aguas abajo de la unión y a través del orificio.

El análisis del flujo en el difusor es un procedimiento sistemático comenzando por el extremo de la dirección mar adentro. El procedimiento de cálculo para los orificios de pared (u orificios con tuberías ascendentes) es el siguiente:

1. Estimar  $E_1$  aplicable al orificio 1 en el difusor, en la unión con el primer orificio para el caudal en el primer orificio  $Q_{p1}$ , utilizando la ecuación (14.105); determinar  $p_1$ .
2. Determinar la presión  $p_2$  justo aguas abajo de la unión 2 a partir de la ecuación (14.109).
3. Resolver las ecuaciones (14.103) y (14.107) o (14.108) para encontrar la presión  $p_2$  justo aguas arriba de la unión y el caudal  $Q_{p2}$  a través del segundo orificio.
4. Continuar el procedimiento al orificio 3 y así sucesivamente.
5. Verificar si la suma de los caudales en los orificios es igual al caudal de diseño.

El procedimiento de cálculo puede llevarse a cabo utilizando programas de computadora.

Es difícil evitar que, todas las veces, los sedimentos se depositen en la tubería de descarga y el difusor (en flujos bajos) puesto que un diámetro pequeño de tubería que incremente la velocidad del flujo producirá grandes pérdidas de energía y se requerirán mayores potencias de bombeo. En general, se permite que se deposite algo de sedimentos en flujos bajos para ser lavados en flujos altos. Por lo común se requerirán velocidades superiores a  $0.9 \text{ m s}^{-1}$  para flujos altos. Para mayor información sobre transporte de sedimentos en alcantarillas y descargas se debe consultar Novak y Nalluri (1987) y Ackers (1991). Para que las velocidades a lo largo del difusor sean suficientemente grandes para desalojar los sedimentos del lecho y transportarlos, se reduce de forma progresiva el diámetro del difusor, como se muestra en la figura 14.33.

Un bosquejo de un diseño preliminar de una descarga se presenta en el ejemplo 14.8.

### Ejemplo 14.1

1. En un sitio lejos de la costa se han hecho mediciones de las alturas de las olas para duraciones de 15 min a intervalos de 3 h. Para una muestra, se presentan las alturas de las olas. Verificar si la información se puede ajustar a una distribución de Rayleigh.

Se suministra el número de olas dentro de un intervalo de alturas de olas. Los límites del intervalo son la altura de la ola dada en la tabla y la precedente:

$H(\text{m})$	0.25	0.5	0.75	1.0	1.25	1.50	1.75	2.0	2.25	2.5	2.75	3.0	3.25	3.5
Número de olas	3	7	7	7	12	11	10	8	9	13	7	2	3	1

La altura de la ola significativa para la muestra es 2.5 m. El número total de olas en la muestra es  $N = 100$ .

2. Se ha registrado la ola significativa más alta en cada día para obtener 365 valores en un año. Su distribución está dada a continuación:

$H_s(\text{m})$	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.4
Número de olas ( $>H_s$ )	340	128	84	73	48	37	18	15	6	2	1

Estimar la altura significativa de la ola para un periodo de retorno de 20 años.

### Solución

1. 
$$P(H) = \frac{\text{número de olas que exceden } H}{N+1}, \quad H_s = 2.5 \text{ m.}$$

$H/H_s$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
Número de olas que exceden $H$	97	90	83	76	64	53	43	35	26	13	6	4	1	0
$P(H)(\%)$	96	89	82	75	63	52	43	35	26	13	6	4	1	

$P(H)$  contra  $H/H_s$  se representa gráficamente en un papel de probabilidad para la distribución de Rayleigh, lo que ajusta los datos razonablemente bien (figura 14.34).

$H_s(m)$	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.4
$P(H_s)$	0.93	0.35	0.23	0.2	0.13	0.1	0.05	0.04	0.016	0.005	0.003

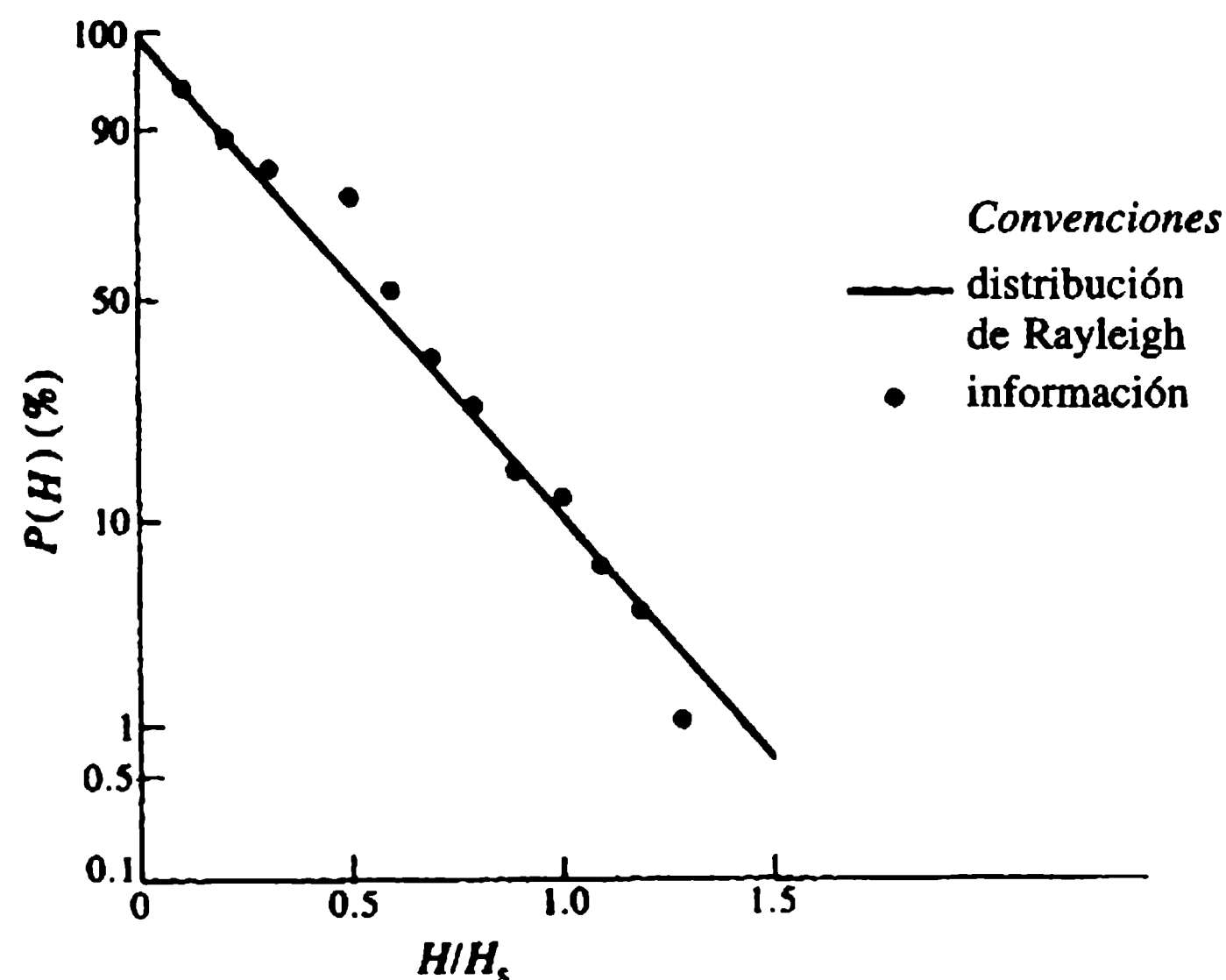
$P(H)$  contra  $H_s$  se representa gráficamente en un papel de probabilidad para la distribución log-normal (figura 14.35). El intervalo de medición es 1 día = 1/365 años.  $P(H_s)$  para un periodo de retorno de 20 años es:

$$P(H) = \frac{1}{20 \times 365} = 1.37 \times 10^{-4}$$

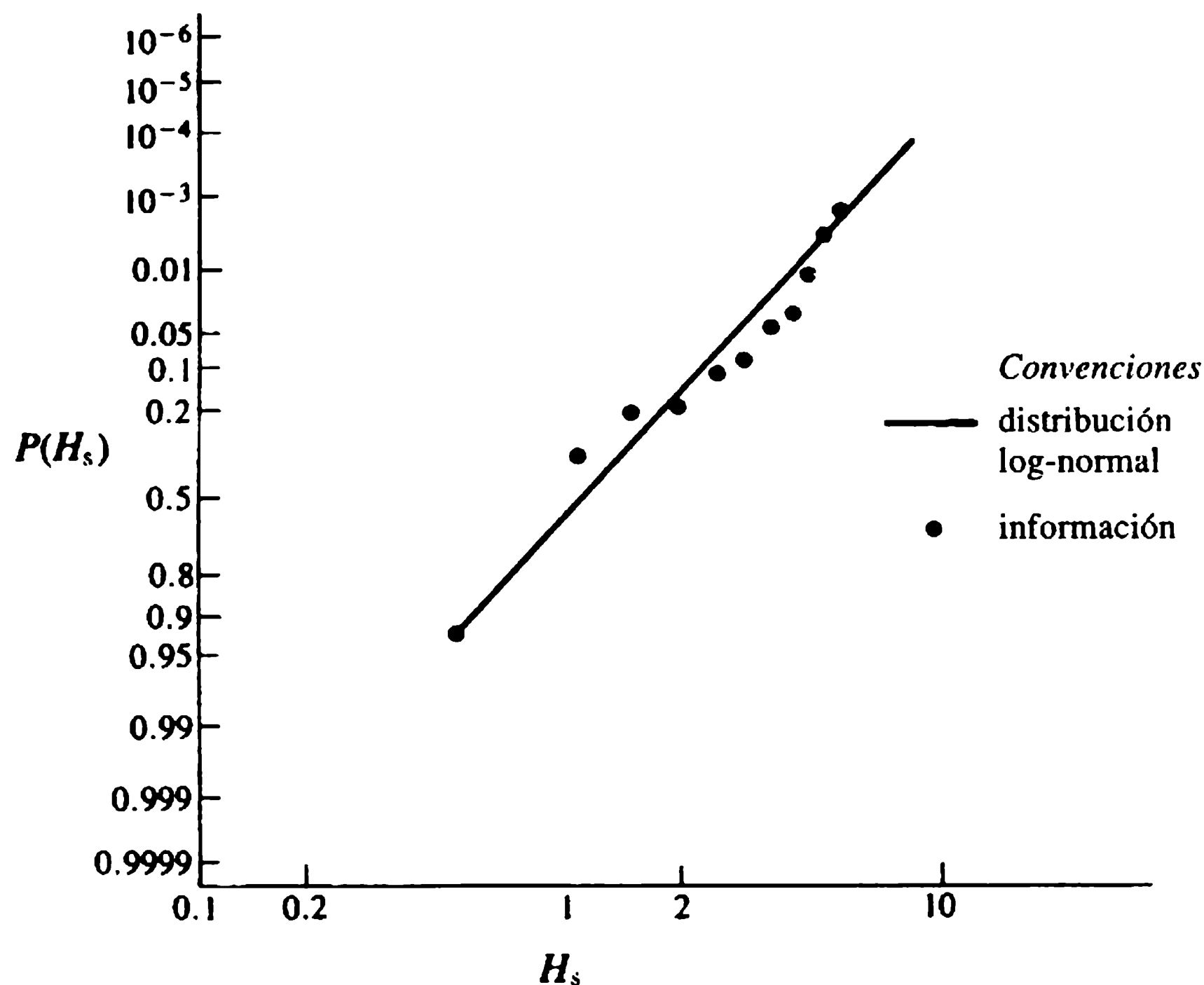
Si se extrapola la línea recta en un papel de probabilidad,  $H_s$  correspondiente a  $P(H) = 1.37 \times 10^{-4}$  es el valor de  $H_s \approx 9$  m.

**Ejemplo 14.2**

Una tubería submarina de diámetro interno de 275 mm descansa sobre un lecho rocoso marino a una profundidad de 20 m. La tubería está hecha de acero de 16 mm de espesor con un recubrimiento en concreto de 100 mm de espesor. Olas de 6 m de



**Figura 14.34** Distribución de probabilidad (ejemplo 14.1, parte 1).



**Figura 14.35** Distribución log-normal (ejemplo 14.1, parte 2).

altura y 9 segundos de periodo se aproximan a la costa cuyas crestas forman un ángulo de  $60^\circ$  con la tubería. La corriente prevaleciente es de  $0.5 \text{ m s}^{-1}$  con la misma dirección de las olas. Verificar si la tubería es estable al rodamiento.

Suponiendo que:  $C_D = 1.1$ ;  $C_M = 3.1$ ;  $C_L = 1.2$ ; la densidad del agua del mar =  $1030 \text{ kg m}^{-3}$ ; la densidad del concreto =  $2700 \text{ kg m}^{-3}$ ; la densidad del acero =  $7800 \text{ kg m}^{-3}$ . El coeficiente de fricción para la interfaz tubería-roca es 0.3.

### Solución

El diámetro externo de la tubería es  $275 + 32 + 200 = 507 \text{ mm}$ . El peso del concreto  $1/4\pi(0.507^2 - 0.307^2) \times 2700 \times 9.81 = 3.39 \times 10^3 \text{ N m}^{-1}$ . El peso del acero es  $1/4\pi(0.307^2 - 0.275^2) \times 7800 \times 9.81 = 1.13 \times 10^3 \text{ N m}^{-1}$ . El peso de la tubería en aire es  $4.52 \times 10^3 \text{ N m}^{-1}$ . El empuje por flotación es  $1/4\pi \times 0.507^2 \times 1030 \times 9.81 = 2.04 \times 10^3 \text{ N m}^{-1}$ . El peso sumergido de la tubería es  $(4.52 - 2.04) \times 10^3 = 2.48 \times 10^3 \text{ N m}^{-1}$ .

De acuerdo con la figura 14.4, para  $d = 20 \text{ m}$ ,  $T = 9 \text{ s}$  y  $L = 105 \text{ m}$ ,

$$H = 6 \text{ m}, k = 2\pi/105 = 0.06 \text{ m}^{-1}, \sigma = 2\pi/9 = 0.7 \text{ s}^{-1}.$$

De acuerdo con la ecuación (14.16):

$$u = -\frac{6}{2} \times \frac{2\pi \cosh[0.06(-19.746+20)]}{9 \sinh(0.06 \times 20)} \text{ sen } \sigma$$

$$= -1.4 \text{ sen } \sigma.$$

*Ecuación de Morison (14.88)*

Para determinar la fuerza de la ola se considera el componente de la velocidad normal con respecto a la tubería. La suma algebraica de la velocidad de la corriente y la velocidad de la partícula debida a la ola es:

$$u = (0.5 - 1.4 \operatorname{sen} \sigma t) \cos 60^\circ.$$

*Término de arrastre*

$$\begin{aligned} C_D \frac{\rho}{2} |u| u D &= 1.1 \times \frac{1030}{2} |0.5 - 1.4 \operatorname{sen} \sigma t| (0.5 - 1.4 \operatorname{sen} \sigma t) \times 0.507 \times \cos^2 60^\circ \\ &= 71.8 |0.5 - 1.4 \operatorname{sen} \sigma t| (0.5 - 1.4 \operatorname{sen} \sigma t) \text{ (N m}^{-1}\text{)}. \end{aligned}$$

*Término de inercia*

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} &= -\frac{6}{2} \times \left(\frac{2\pi}{9}\right)^2 \operatorname{cosh} \frac{[0.06(-19.746+20)]}{\operatorname{senh}(0.06 \times 20)} \cos \sigma t \\ &= -\cos \sigma t \text{ (m s}^{-2}\text{)}. \end{aligned}$$

La fuerza de inercia es:

$$-3.1 \times 1030 \times \frac{\pi}{4} \times 0.507^2 \cos 60^\circ \cos \sigma t = -322.3 \cos \sigma t \text{ (N m}^{-1}\text{)}.$$

La fuerza en línea de la tubería por unidad de longitud es:

$$71.8 |0.5 - 1.4 \operatorname{sen} \sigma t| (0.5 - 1.4 \operatorname{sen} \sigma t) - 322.3 \cos \sigma t \text{ (N m}^{-1}\text{)}.$$

La fuerza de sustentación por unidad de longitud es:

$$1.2 \times \frac{1030}{2} \times (0.5 - 1.4 \operatorname{sen} \sigma t)^2 \times 0.507 \cos^2 60^\circ = 78.3(0.5 - 1.4 \operatorname{sen} \sigma t)^2 \text{ (N m}^{-1}\text{)}.$$

<i>t</i>	<i>Arrastre</i>	<i>Fuerza de inercia</i>	<i>En línea</i>	<i>Sustentación</i>	<i>Fuerza de fricción</i>
0	18.0	-322.3	-304.3	19.6	738
1	-11.5	-246.9	-258.4	12.5	740
2	-55.4	-56.0	-111.4	60.5	726
3	-36.4	161.1	124.7	39.8	732
4	0.0	302.9	302.9	0.0	744
5	68.8	302.9	371.7	75.0	722
6	210.5	161.2	371.7	229.7	675
6.5	253.4	56.0	309.4	276.5	661
7	253.4	-56.0	197.5	276.5	661
8	140.7	-246.9	-106.2	153.2	698
9	18.0	-322.3	-304.3	19.6	738

La fuerza de fricción =  $0.3 \times$  (el peso sumergido – sustentación). Para la estabilidad, la fuerza de fricción debe ser mayor que la fuerza en línea. Se encuentra que la tubería es estable.

### *Ejemplo 14.3*

Una tormenta en aguas profundas genera olas que viajan hacia la costa, chocando contra un rompeolas. El rompeolas tiene una pared vertical erigida sobre un montaje de mampostería (figura 14.23). La tormenta tiene una velocidad del viento de  $10 \text{ m s}^{-1}$  y una luz (longitud expuesta a la acción del viento) de 100 km. La base de la pared vertical y el fondo del mar están a 3 m y 8 m por debajo del nivel de aguas máximas (HWL), respectivamente.

Encontrar la fuerza máxima sobre la pared vertical y el momento de flexión con respecto a A.

### **Solución**

Como está dado, la luz = 100 km y la velocidad del viento =  $10 \text{ m s}^{-1}$ .

#### *El espectro JONSWAP*

$$f_m = 3.5 \times \frac{9.81}{10} \left( \frac{9.81 \times 100 \times 10^3}{10^2} \right)^{-0.33}$$

$$= 0.165 \text{ Hz};$$

$$T_s = 0.777/f_m = 4.7 \text{ s};$$

$$\alpha = 0.076 \left( \frac{9.81 \times 100 \times 10^3}{10^2} \right)^{-0.22}$$

$$= 0.01;$$

$$H_s = \frac{0.552 \times 9.81}{\pi^2 \times 0.165^2} \sqrt{0.01} = 2.01 \text{ m};$$

$$L_0 = \frac{9.81 \times 4.7^2}{2\pi} = 34.5 \text{ m}.$$

Para  $d/L_0 = 8/34.5 = 0.23$ ,  $H/H_0 = 0.93$  y  $L/L_0 = 0.93$  (figura 14.8),  $H = 0.93 \times 2.01 = 1.87 \text{ m}$  y  $L = 0.93 \times 34.5 = 32 \text{ m}$ ,

$$\frac{2\pi d}{L} = \frac{2\pi \times 8}{32} = 1.57.$$



$P_{\text{máx}}$  en el lecho está dado por:

$$\rho g \left[ d + \frac{H}{\cosh(2\pi d/L)} \right] = 1030 \times 9.81 \left( 8 + \frac{1.87}{2.51} \right) = 88.4 \times 10^3 \text{ N m}^{-2},$$

$$h_0 = \frac{\pi \times 1.87^2}{32} \operatorname{cotanh}(1.57) = 0.37 \text{ m.}$$

Se supone una distribución lineal:

$$d + H + h_0 = 8 + 1.87 + 0.37 = 10.24 \text{ m.}$$

Se debe tomar  $y$  positivo aguas abajo desde el nivel de la superficie del agua. La presión sobre la base de la pared vertical, con la cresta del clapotis de la pared es:

$$\frac{88.4 \times 10^3}{10.24} (y + h_0 + H) = 8.63 \times 10^3 (3 + 0.37 + 1.87)$$

$$= 8.63 \times 10^3 \times 5.24 \text{ N m}^{-2}.$$

La fuerza sobre el paramento vertical es:

$$8.63 \times 10^3 \times \frac{5.24^2}{2} = 118.5 \times 10^3 \text{ N}$$

por unidad de longitud de la pared.

*Momento alrededor de A*

Debido a la distribución lineal de presión,

$$M_A = 0.5 \times 8.63 \times 10^3 \times 5.24^2 \times \frac{5.24}{3}$$

$$= 206.9 \text{ N m}$$

por unidad de longitud de la pared vertical.

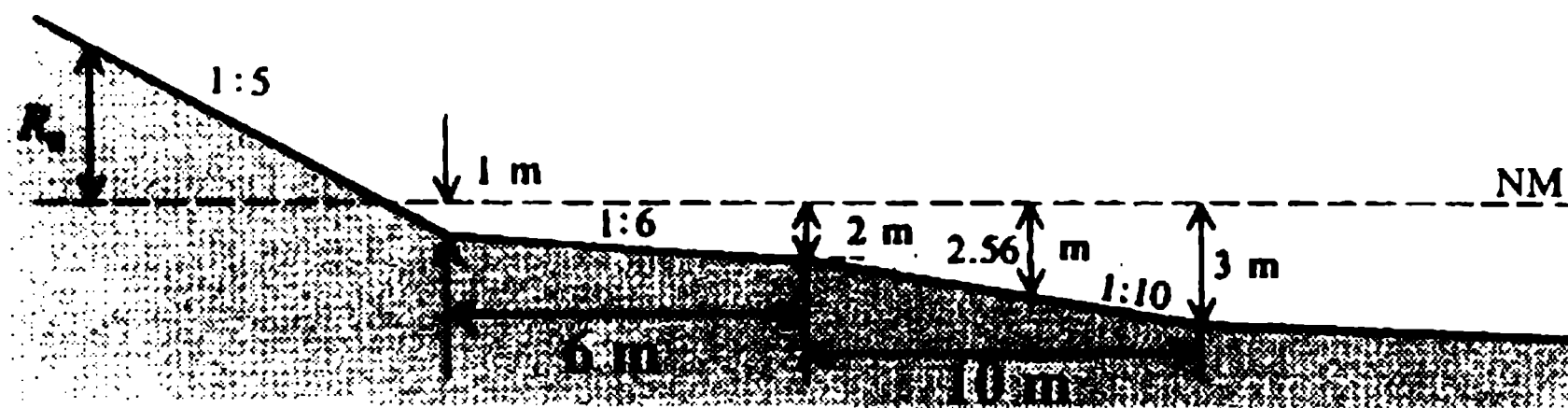
#### *Ejemplo 14.4*

A una profundidad de 20 m, se observan olas de altura de 1.9 m y periodo de 7 s que viajan hacia la costa. El muro de contención mostrado en la figura 14.36 soporta las olas. Encontrar la sobrelevación en el muro.

#### **Solución**

En el sitio de observación,  $H = 1.9 \text{ m}$ ,  $d = 20 \text{ m}$  y  $T = 7 \text{ s}$ . De acuerdo con la figura 14.4,  $L = 70 \text{ m}$  y de la figura 14.3,  $c = 10.2 \text{ m s}^{-1}$ .

$$L_0 = \frac{gT^2}{2\pi} = \frac{9.81 \times 7^2}{2\pi} = 76.5 \text{ m.}$$



**Figura 14.36** Muro de contención de pendiente compuesta (ejemplo 14.4).

Para  $d/L_0 = 20/76.5 = 0.26$ ,  $H/H_0 = 0.95$  (figura 14.8) y, en consecuencia,  $H_0 = 1.9/0.95 = 2.0$  m.

### Rompimiento de las olas

$$\frac{H_b}{2} = 0.38 \left( \frac{2.0}{76.5} \right)^{-1/3} \quad [\text{ecuación (14.40)}];$$

$$H_b = 2.56 \text{ m.}$$

### Sobreelevación

1. *Primer ensayo.* Se supone una sobreelevación de 2 m por encima de la superficie del nivel del agua. La distancia horizontal desde la sección del rompimiento de la ola a la sobreelevación,  $x = 10.0 + 5 + 6 + 5.6 = 26.6$  m. La distancia vertical es  $2 + 2.56 = 4.56$  m. La pendiente promedio es  $4.56/26.6 = 0.17$ .

$$\frac{R_u}{H_0} = \frac{R_u}{2.0} = 1.016 \times 0.17 \times (2.0/76.5)^{-1/2} \quad [\text{ecuación (14.74)}]$$

$$= 1.07;$$

$$R_u = 2 \times 1.07 = 2.14 \text{ m.}$$

2. *Segundo ensayo.* Se supone que  $R_u = 2.14$  m. La pendiente promedio es:

$$\frac{2.14 + 2.0 + 0.56}{10.7 + 5 + 6 + 5.6} = \frac{4.7}{27.3} = 0.17,$$

$$\frac{R_u}{2} = 1.016 \times 0.17 (2.0/76.5)^{-1/2} = 1.07 \quad [\text{ecuación (14.74)}]$$

$$R_u = 2 \times 1.07 = 2.14 \text{ m.}$$

De aquí que la sobreelevación es 2.14 m.

### Ejemplo 14.5

Un terraplén a 10 m por encima del nivel de referencia en una bahía orientada hacia el este se debe proteger contra la erosión y la inundación. La tabla dada a continuación da las luces, las velocidades del viento y los coeficientes de refracción para obtener las alturas de las olas de diseño:

	Dirección				
	N	NE	E	SE	S
Luz (longitud expuesta a la acción del viento) (km)	400	250	100	80	60
Velocidad del viento de diseño (km h <sup>-1</sup> )	75	75	50	50	75
Coefficiente de refracción, $K_r$	0.2	0.35	0.8	0.7	0.3

Realizar el diseño hidráulico del muro de contención para proteger el terraplén. El máximo nivel del agua en reposo es 3.5 m por encima del nivel de referencia, la profundidad del agua es 3.5 m.

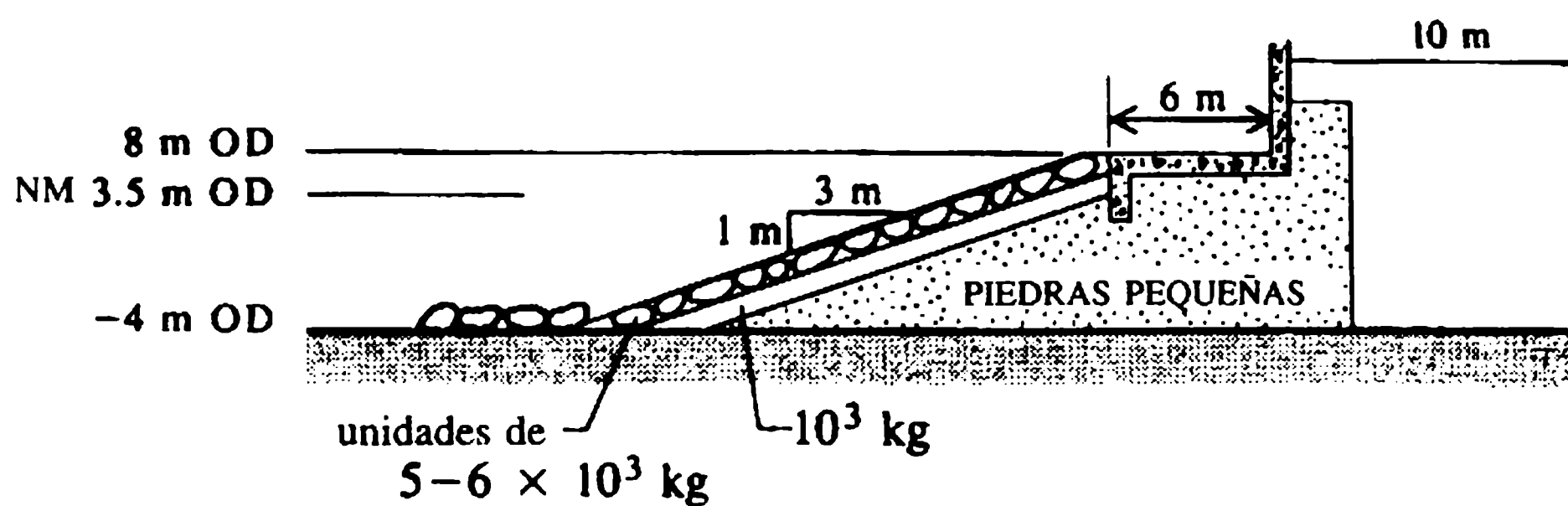
### Solución

La altura de las olas y los periodos se calculan utilizando el espectro JONSWAP [ecuación (14.48)], dados en la tabla que aparece abajo.

Seleccionar 2.17 m como la altura de la onda significativa y como periodo significativo de diseño 8.16 s.

Considerar el perfil del muro que se muestra en la figura 14.37. Dos capas de piedra de cantera rugosa conformarán la capa de revestimiento. La densidad de la piedra de cantera es 2650 kg m<sup>-3</sup>. La ola de diseño no se rompe antes de alcanzar el muro, porque  $H/d = 2.17/3.5 = 0.62 < 0.78$  que es el criterio del rompimiento de ola.

	Dirección				
	N	NE	E	SE	S
Velocidad del viento, $U$ (m s <sup>-1</sup> )	20.8	20.8	13.9	13.9	20.8
$gFU^2$	9070	5669	5077	4062	1360
$Uf_m/g$	0.173	0.202	0.21	0.226	0.324
$\alpha$	0.01	0.0114	0.0116	0.0122	0.0155
$1/f_m$ o $T_m$	12.26	10.5	6.75	6.27	6.54
$T_z = T_s$ (s)	9.53	8.16	5.24	4.87	5.08
$H_s$ (m)	8.25	6.46	2.69	2.38	2.92 [ecuación (14.53)]
$L_0$ (m)	141.8	104.0	42.9	37.0	40.3 ( $L_0 = gT_s^2/2\pi$ )
$d/L_0$	0.025	0.034	0.082	0.095	0.087
$C_g/c_0$	0.36	0.41	0.55	0.58	0.56
$C_g/C_{g0}$	0.72	0.82	1.1	1.16	1.12 ( $C_{g0} = c_0/2$ )
$K_s = (C_{g0}/C_g)^{1/2}$	1.18	1.12	0.95	0.93	0.94
$K_r$	0.2	0.3	0.8	0.7	0.3
Altura de la ola de diseño (m)	1.94	2.17	2.04	1.55	0.82



**Figura 14.37** Perfil adoptado del muro (ejemplo 14.5).

Para la reflexión mínima de onda, la pendiente del muro [ecuación (14.72)] debe ser menor que:

$$\tan \beta = \frac{8}{8.16} \left( \frac{2.17}{2.0 \times 9.81} \right)^{1/2}$$

$$= 0.33.$$

La pendiente del paramento aguas arriba se escoge como  $1V: 3H$ . De acuerdo con la tabla 14.3,  $K_D$  para una piedra de cantera rugosa es 1.0, el peso individual está dado como [ecuación (14.77)]:

$$W_r = \frac{2650 \times 9.81 \times 2.17^3}{1.0 \times (2.65 - 1)^3 \times 3} \approx 20 \text{ kN},$$

$$\text{unidades de masa} = \frac{20 \times 10^3}{9.81} \approx 2 \times 10^3 \text{ kg}.$$

El diseño de la altura de la onda en aguas profundas  $H_0 = H(C_g/C_{g0})^{1/2} = 2.17 \times \sqrt{0.82} = 1.97 \text{ m}$ .  $r$  en la ecuación (14.76) se supone como 0.8 (tabla 14.1). La sobrelevación de la ola,  $R_u$  [ecuación (14.76)] es:

$$R_u = 1.97 \times 1.016 \times \frac{1}{3} \left( \frac{1.97}{104.0} \right)^{-0.5} \times 0.8 = 3.88 \text{ m}.$$

La sobrelevación corresponde a  $3.5 + 3.88 = 7.38 \text{ m}$  sobre el nivel de referencia.

La porción horizontal a 8.0 m sobre el nivel de referencia se supone de 6.0 m, lo que es mayor que el ancho de la cresta dado por la ecuación (14.80). El espesor de la capa de revestimiento [ecuación (14.78)] es:

$$t_1 = 2 \times 1.0 \times \left( \frac{20 \times 10^3}{2.65 \times 10^3 \times 9.81} \right)^{1/3}$$

$$= 1.83 \text{ m}.$$

El área de la capa de revestimiento por unidad de ancho del muro,  $A = [12^2(3^2 + 1^2)]^{1/2} \approx 38 \text{ m}^2$ . Según la tabla 14.3, la porosidad de la capa de revestimiento es 37%.

El número de unidades por unidad de ancho de la capa de revestimiento [ecuación (14.79)] es:

$$N = 38 \times 2 \times \left(1 - \frac{37}{100}\right) \left(\frac{2650 \times 9.81}{20 \times 10^3}\right)^{2/3} = 57.$$

La figura 14.37 da el perfil del muro, el cual se perfeccionará con estudios en modelos y teniendo en cuenta consideraciones tales como restricciones en el sitio y de tipo económico.

### *Ejemplo 14.6*

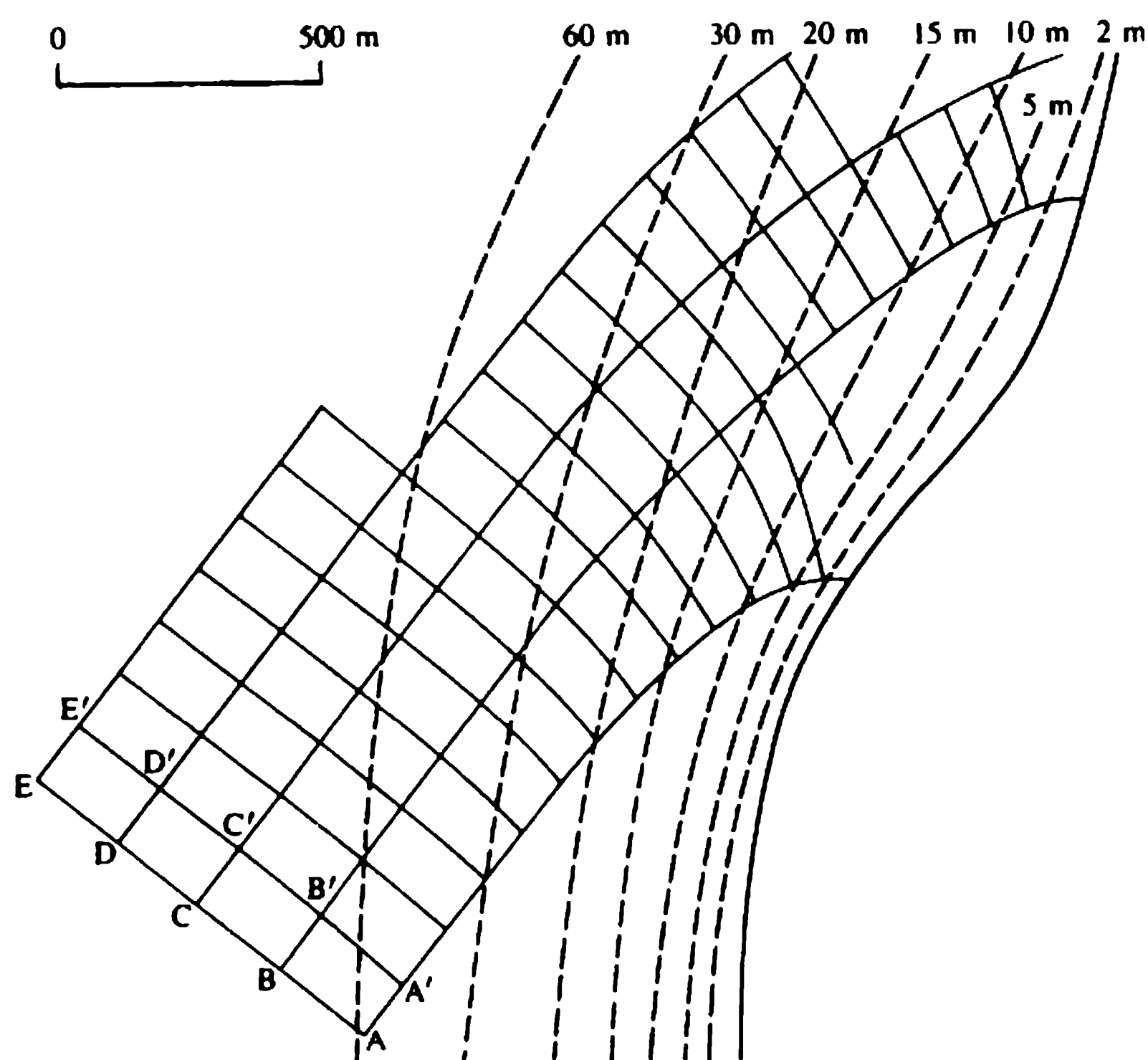
Olas de periodo de 8 segundos en aguas profundas se aproximan a la costa desde el suroccidente, como se ilustra en la figura 14.38. En la figura, los contornos del lecho se muestran como líneas punteadas. Dibujar el patrón de refracción de las olas.

### **Solución**

Considerando la figura 14.38, los pasos para dibujar el diagrama de refracción son los siguientes:

1. Hacer un esquema de la cresta de la ola en aguas profundas y dividir la cresta en partes iguales AB, BC, CD, etc. Por lo general, ABCD... se dibujan en aguas profundas, lo que se puede tomar como  $h \approx 0.5L_0$ . De acuerdo con la figura 14.4,  $L_0 = 100 \text{ m}$  para  $T = 8 \text{ s}$ .
2. Calcular las celeridades en A, B, C, D... como  $c_A, c_B, c_C, c_D...$  utilizando la figura 14.3.
3. Escoger un tiempo de viaje  $t$  conveniente, que en este ejemplo es 10 s. Obviamente,  $t$  debe ser menor para contornos del lecho muy cercanos para lograr una mejor precisión. Dibujar las ortogonales o rayos en A, B, C, D... y avanzar estos rayos  $c_A t, c_B t, c_C t, c_D t$  hasta  $A', B', C', D'...$
4. Repetir los pasos 2 y 3 en  $A', B', C', D'...$  para avanzar los rayos el tiempo  $t$ .
5. Las líneas dibujadas con la dirección normal a los rayos son las crestas de las olas. Se hace un bosquejo de los rayos y las crestas hasta que se alcance el rompimiento. Los coeficientes de refracción pueden determinarse a partir del espaciamiento de los rayos y las alturas de las olas calculadas si se requiere.

El patrón de refracción para el ejemplo se muestra en la figura 14.38.



**Figura 14.38** Diagrama de refracción (ejemplo 14.6).

### Ejemplo 14.7

Durante la construcción de un muelle, una de las pilas verticales de acero, de diámetro 0.508 m, espesor 12.5 mm y longitud igual a la profundidad del agua de 10 m, está sujeta a una corriente de  $0.5 \text{ m s}^{-1}$ . La masa de la pila es de  $195 \text{ kg m}^{-1}$ . El módulo de elasticidad es  $200 \times 10^9 \text{ N m}^{-2}$ . El segundo momento de área de la sección es  $6.0 \times 10^{-4} \text{ m}^4$ . La densidad del agua marina es  $1030 \text{ kg m}^{-3}$ .

¿Estará dicha pila sujeta a oscilaciones inducidas por el flujo?

### Solución

El diámetro interno de la pila es  $0.508 - 2 \times 0.0125 = 0.483 \text{ m}$ . La masa del agua que le entra por unidad de longitud es:

$$1030 \times \frac{\pi}{4} \times 0.483^2 = 189 \text{ kg m}^{-1}.$$

La masa añadida por unidad de longitud es:

$$1030 \times \frac{\pi}{4} \times 0.508^2 = 209 \text{ kg m}^{-1}.$$

La masa efectiva por unidad de longitud,  $m_e = 195 + 189 + 209 = 593 \text{ kg m}^{-1}$ . La profundidad de fijación aparente es  $6 \times 0.508 = 3.05 \text{ m}$ . La longitud efectiva de la pila =  $10 + 3.05 = 13.05 \text{ m}$ . La frecuencia de resonancia,  $f_n$ , es:



$$0.56 \left( \frac{200 \times 10^9 \times 6.0 \times 10^{-4}}{593 \times 13.05^4} \right)^{1/2} = 1.48 \text{ Hz.}$$

La velocidad reducida,  $V' = V/f_n D = 0.5/(1.48 \times 0.508) = 0.66$ . Suponiendo que el factor de amortiguación para la estructura marina de acero es 0.08,

$$K_s = \frac{2 \times 593 \times 0.08}{1030 \times 0.508^2} = 0.357.$$

De acuerdo con la figura 14.29, para  $K_s = 0.357$ , la velocidad reducida crítica  $V'_c = 1.33$ , que es mayor que  $V' (= 0.66)$ . Por tanto, no se formarán las oscilaciones en línea.

La viscosidad cinemática es  $10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ , y el número de Reynolds es  $0.5 \times 0.508 \times 10^6 = 2.4 \times 10^5$ . Según la figura 14.30, el valor crítico de  $V/f_n D = V'_c = 4.7$ . Como  $V'_c$  es mayor que  $V'$ , no ocurrirán oscilaciones transversales.

### Ejemplo 14.8

Hacer un diseño preliminar de una descarga en el mar. El flujo de clima seco en la descarga es de  $0.1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  y el flujo pico es de  $0.5 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . Investigaciones en sitio muestran que una descarga que se extienda 2 km mar adentro no causará contaminación en la costa ni en las aguas para recreación. La profundidad del agua en reposo es de 15 m. La densidad del agua marina es  $1026 \text{ kg m}^{-3}$ .

Si se requiere una dilución mínima de 50, estimar los diámetros de los orificios, su número y la longitud del difusor para aguas en reposo.

### Solución

Las ecuaciones de Cederwall (14.96) y (14.97) se utilizan para obtener la siguiente tabla (escoger  $FD$  y calcular  $y_0/D_p$  para  $S_m = 50$ ).

FD	1	2	5	10	13	15	20	50
$y_0/D$	38	49	67	82	88	91	96	100
$D$ (m)	0.39	0.31	0.22	0.18	0.17	0.165	0.156	0.15
$V_p$ ( $\text{m s}^{-1}$ )	0.32	0.56	1.2	2.16	2.7	3.1	4.0	9.8
$Q_p$ ( $\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$ )	0.038	0.041	0.047	0.057	0.062	0.066	0.076	0.17

Se escoge un diámetro de los orificios de 175 mm, que es suficientemente grande para evitar que se obstruya. La velocidad de salida es cerca de  $2.4 \text{ m s}^{-1}$  que es inferior a  $3 \text{ m s}^{-1}$ , la velocidad aceptable más alta, para evitar pérdidas indebidas de cabeza a la salida.

La descarga a través del orificio de diámetro 175 mm es  $0.06 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . El número de orificios es  $0.5/0.06 = 10$  (por ejemplo). El flujo a través de los orificios en clima seco =  $0.1/10 = 0.01 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . La velocidad a través de los orificios en clima seco:

$$= 0.01 / (\pi 0.175^2 / 4)$$

$$= 0.4 \text{ m s}^{-1}.$$

La descarga en los orificios para el flujo pico =  $0.5/10 = 0.05 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . La velocidad en los orificios para el flujo pico:

$$= 0.05 / (\pi 0.175^2 / 4)$$

$$= 2.1 \text{ m s}^{-1}.$$

Se espera que una velocidad de  $2.1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  sea suficiente para evitar la obstrucción de los orificios. El número densimétrico de Froude:

$$FD = 2.1 / (9.81 \times 0.026 \times 0.175)^{0.5}$$

$$= 9.9,$$

$$y_0 / D_p = 15 / 0.175 = 85.7.$$

Según la figura 14.31, para  $y_0 / D_p = 85.7$  y  $FD = 9.9$ ,

$$w / 2D_p = 15,$$

$$w = 2 \times 15 \times 0.175 \approx 6 \text{ m}.$$

La longitud del difusor =  $6 \times 10 = 60 \text{ m}$ .

- Ackers, P. (1991) Sediment aspects of drainage and outfall design, in *Environmental Hydraulics* (eds J.H.W. Lee and Y.K. Cheung), Balkema, Rotterdam, pp. 10-29.
- Agg, A.R. and Wakeford, A.C. (1972) Field studies of jet dilution of sewage at sea outfalls. *Institute of Public Health Engineers*, **71**, 126-49.
- Bai, K.J. (1975) Diffraction of oblique waves by an infinite cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, **68** (3), 513-45.
- Berkeley, R., Thorn, R. and Roberts, A.G. (1981) *Sea Defence and Coast Protection Works*, Thomas Telford, London.
- Brebbia, C.A. (1978) *The Boundary Element Method*, Pentech, Plymouth.
- Brooks, N.H. (1970) Conceptual design of submarine outfalls I. Jet diffusion. California Institute of Technology, W.M. Keck Laboratory Technical Memorandum 70-1.
- Bruun, P. (1985) *Design and Construction of Mounds for Breakwaters and Coastal Protection*, Elsevier, Amsterdam.
- Carter, D.J. (1982) Prediction of wave height and period for a constant wind velocity using JONSWAP results. *Ocean Engineering*, **9** (1), 17-33.

- Cederwall, K. (1968) *Hydraulics of Marine Waste Disposal*, Report No. 42, Hydraulics Division, Chalmers Institute of Technology, Gotenburg, January.
- Chadwick, A.J. and Morfett, J.C. (1993) *Hydraulics in Civil and Environmental Engineering*, 2nd edn, E. & F.N. Spon, London.
- Chakrabarti, S.K. (1987) *Hydrodynamics of Offshore Structures*, Computational Mechanics Publications, Southampton.
- Charlton, J.A. (1985) Sea outfalls, in *Developments in Hydraulic Engineering*, Vol. 3 (ed. P. Novak), Applied Science, London.
- Darbyshire, M. and Draper, L. (1963) Forecasting wind generated sea waves. *Engineering*, **195** (April), 482-4.
- Fan, L.H. and Brooks, N.H. (1966) Discussion of 'Horizontal jets in stagnant fluid of other density' by G. Abraham. *Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, **92** (HY2), 423-9.
- Garrison, C.J. and Chow, P.Y. (1972) Wave forces on submerged bodies. *Journal of Waterways, Harbours and Coastal Engineering, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, **98** (WW3), 375-92.
- Goda, Y. (1979) A review of statistical interpretation of wave data. *Report of the Port and Harbour Institute, Japan*, **18**, 5-32.
- Grace, R.A. (1978) *Marine Outfall Systems*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- Hallam, M.G., Heaf, N.S. and Wootton, L.R. (1978) *Dynamics of Marine Structures*, Report UR8, CIRIA Underwater Engineering Group, October.
- Hasselmann, K.D., Ross, D.B., Muller, P. and Sell, W. (1976) A parametric wave prediction model. *Journal of Physical Oceanography*, **6**, 200-28.
- Huang, M.C. and Hudspeth, R.T. (1982) Pipeline stability under finite amplitude waves. *Journal of the Waterways and Harbors Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, **108** (WW2) 125-45.
- Hudson, R.Y. (1961) Laboratory investigation of rubble-mound breakwaters. *Transactions of the American Society of Civil Engineers*, **126** (1v), 492-541.
- Hunt, J.R., Jr. (1959) Design of sea walls and breakwaters. *Journal of the Waterways and Harbours Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, **85** (WW3), 123-52.
- Institution of Civil Engineers (1983) Breakwaters—Design and Construction, *Proceedings of Conference*, London, May 4-6.
- Iribarren, C.R. and Nogales, S. (1949) Protection of Ports, *Proceedings of the 17th Congress, International Association of Navigation Congresses*, Lisbon.
- Isaacson, M. and Mackenzie, N.G. (1981) Long-term distributions of ocean waves: a review. *Journal of the Waterways, Port, Coastal Ocean Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, **107** (WW2), 93-109.
- Iwagaki, Y., Shiota, K. and Doi, H. (1982) Shoaling and refraction coefficient of finite amplitude waves. *Coastal Engineering, Japan*, **25**, 25-35.
- King, C.A.M. (1972) *Beaches and Coasts*, 2nd edn, Arnold, London.
- Koh, R.C.Y. and Brooks, N.H. (1975) Fluid mechanics of waste-water disposal in the ocean. *Annual Review of Fluid Mechanics*, **7**, 187-212.
- Komar, P.D. (1976) *Beach Processes and Sedimentation*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- Lee, J.H.W. and Neville-Jones, P. (1987) Initial dilution of horizontal jet in crossflow. *Journal of Hydraulic Engineering*, **113** (5), 615-30.
- Littlejohns, P.S.G. (1974) *Current-induced Forces on Submarine Pipelines*, Report No. 1NT 138, Hydraulics Research Station, Wallingford, England.

- Miller, D.S. (ed.) (1994) *Discharge Characteristics*, IAHR Hydraulic Structures Design Manual, Vol. 8, Balkema, Rotterdam.
- Minikin, R.R. (1963) *Wind, Waves and Marine Structures*, Griffin, London.
- Morris, H.M. (1963) *Applied Hydraulics in Engineering*, Ronald Press, New York.
- Muellenhoff, W.P., et al. (1985) *Initial Mixing Characteristics of Municipal Ocean Discharges*, Report EPA/600/3-85/073, US Environmental Protection Agency, Washington, DC.
- Muir Wood, A.M. and Fleming, C.A. (1969) *Coastal Hydraulics*, Macmillan, London.
- Neville-Jones, P. and Dorling, C. (1986) *Outfall Design for Environmental Protection: a Discussion Document*, ER 209E, Water Research Centre, Marlow.
- Novak, P. and Čábelka, J. (1981) *Models in Hydraulic Engineering - Physical Principles and Design Applications*, Pitman, London.
- Novak, P. and Nalluri, C. (1987) Sediment transport in sewers and their sea outfalls, in *Proceedings of the 22nd Congress*, IAHR, Lausanne, Vol. D, pp. 337-42.
- Pierson, W.J. and Moskowitz, L. (1964) A proposed spectral form for fully developed wind seas. *Journal of Geophysical Research*, **69**, 5181-90.
- Quinn, A.D. (1972) *Design and Construction of Ports and Marine Structures*, McGraw-Hill, New York.
- Sarpkaya, T. and Isaacson, M. (1981) *Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures*, Van Nostrand, London.
- Saville, T. Jr. (1957) Wave run-up on composite slopes, in *Proceedings of the 6th International Conference on Coastal Engineering*, University of Florida, USA, pp. 691-9.
- Schlichting, H. (1960) *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill, New York.
- Skjelbreia, L. and Hendrickson, A. (1961) Fifth order gravity wave theory, in *Proceedings of the 7th Conference on Coastal Engineering*, Vol. 1, American Society of Civil Engineers, Chapter 10.
- Sorenson, R.M. (1978) *Coastal Engineering*, Wiley, New York.
- Summers, L. and Fleming, C.A. (1983) *Groynes in Coastal Engineering*, Technical note 111, CIRIA, London.
- Swift, R.H. and Dixon, J.C. (1987) Transformation of regular waves. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Part 2*, **83** (June), 359-80.
- Thomas, R.S. and Hall, B. (1992) *Seawall Design*, Butterworth-Heinemann, CIRIA, Oxford.
- Tucker, M.J. (1963) Analysis of records of sea waves. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, **26**, 305-16.
- US Army (1983) *Shore Protection Manual*, US Army Coastal Engineering Research Center, Washington, DC.
- Wiegel, R.L. (1964) *Oceanographical Engineering*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- Will, A.L., Willis, T.A.F. and Smith, D.D.S. (1985) Design and construction of sea wall and breakwater at Tornes power station. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Part 1*, **78**, 1165-89.
- Williams, J.G. (1985) *Tables of Progressive Gravity Waves*, Pitman, London.
- Yuksel, Y. and Narayanan, R. (1994a) Wave forces on horizontal cylinder resting on sloping bottom, in *Proceedings of the 4th International Offshore and Polar Engineering Conference*, Tokyo.
- Yuksel, Y. and Narayanan, R. (1994b) Breaking wave forces on horizontal cylinders close to the sea bed. *Journal of Coastal Engineering*, **23**, 115-33.

# 15 Modelos de ingeniería hidráulica

## 15.1 Modelos hidráulicos

### 15.1.1 GENERALIDADES

La hidráulica y la ingeniería hidráulica se han caracterizado durante el siglo XX y principios del siglo XXI por un extraordinario desarrollo de métodos experimentales y la aplicación de técnicas computacionales.

Aunque muchos ingenieros utilizan los términos de modelos matemáticos, numéricos y asistidos por computadora como si fueran sinónimos, existe una distinción clara entre ellos. Un **modelo matemático** es un conjunto de ecuaciones algebraicas y diferenciales que representan el flujo y están basadas en hipótesis sobre la física del flujo y los procesos ambientales en el prototipo. Un **modelo numérico** es una aproximación del modelo matemático en la forma de una serie calculable de parámetros que describen el flujo como un conjunto de puntos discretos. El **modelo computacional** es la implementación de un modelo numérico general para una situación específica. Existen muchos sistemas computacionales disponibles y el usuario tiene que escoger con cuidado entre ellos; esta escogencia requiere, o por lo menos se facilita, con el conocimiento del modelo matemático subyacente.

Los modelos computacionales a menudo son más económicos que los equivalentes modelos físicos a escala (*ver* más adelante) y no sufren de efectos de escala. Sin embargo, se pueden emplear sólo cuando se conoce y está incluida la física en el modelo y cuando se dispone de suficiente información topográfica y de otro tipo relevante. Además, su exactitud puede estar limitada –algunas veces severamente– por el procedimiento de esquematización y discretización y la falta de calibración.

Puesto que este libro está dedicado casi por completo a dilucidar la física subyacente en el diseño de estructuras hidráulicas, sería inútil intentar en este breve capítulo final algo más que una indicación de los problemas involucrados en los modelos físicos (es decir a escala); además, muchas partes de este texto pueden también considerarse como información fundamental para la formulación de los modelos matemáticos y, por tanto, numéricos y computacionales. Para un análisis más detallado del papel de la hidráulica computacional en el diseño de estructuras hidráulicas se aconseja consultar, por ejemplo, Verwey (1983).

El uso de experimentos en la solución de problemas hidráulicos puede remontarse a muchos siglos, pero no fue sino hasta la segunda mitad del siglo XIX que la idea de utilizar modelos a escala para resolver problemas de ingeniería evolucionó y gradualmente alcanzó bases sólidas. En 1869, W. Froude construyó el primer tan-



que de agua para el ensayo de modelos en barcos, y en 1885 O. Reynolds diseñó un modelo de mareas para el Mersey Alto. Hacia finales del siglo XIX se establecieron dos laboratorios pioneros en ríos y estructuras hidráulicas liderados por Hubert Engels en Dresde (1898) y Theodor Rehbock en Karlsruhe (1901). Después de éstos siguieron muchos nuevos laboratorios alrededor del mundo, registrándose la mayor expansión durante la primera mitad del siglo XX.

El incremento del uso de técnicas matemáticas y de computadoras desde los años sesenta puede haber conducido a una reorientación, pero no necesariamente a disminuir el uso de laboratorios de hidráulica para resolver los problemas de la ingeniería hidráulica. Las razones para esto son múltiples: el continuo incremento en el tamaño y la complejidad de algunos de los esquemas requieren nuevos diseños que no han sido probados, los cuales desafían soluciones matemáticas; los modelos hidráulicos a escala se utilizan cada vez más como una ayuda en la solución de problemas ambientales tratando tanto los fenómenos físicos básicos de, por ejemplo, transporte de sedimentos y contaminantes como el diseño de aplicaciones; el desarrollo de la teoría de la similitud condujo a entender que los efectos de escala son inevitables cuando se emplean modelos a escala lo que, a su vez, incentivó tanto el uso más extendido de estudios de campo como de investigaciones, en especial las diseñadas en laboratorio; los modelos matemáticos requieren información que a menudo se deriva de los modelos físicos, impulsando también un incremento en el uso de *modelos híbridos* que combinan las ventajas de ambas técnicas de modelación.

Un **modelo a escala** en ingeniería hidráulica (comparado con los modelos análogos y matemáticos) (ASCE, 1982) utiliza el método de simulación directa (física) del fenómeno (hidráulico), en general en el mismo medio que el del prototipo. Los modelos se diseñan y operan de acuerdo con las leyes de escala, es decir, las condiciones que deben satisfacerse para lograr la similitud deseada entre el modelo y el prototipo. La relación entre una variable en el prototipo y la variable correspondiente en el modelo es el factor de escala (escala); algunas veces se utiliza en la literatura el recíproco de esta relación. En el texto siguiente el factor de escala se denota como  $M_{(x)}$ .

La distorsión es una desviación consciente de la ley de escala (es decir, distorsión geométrica – que se analiza más adelante). La no similitud entre el modelo y el prototipo, que resulta del hecho que no todos los números adimensionales pertinentes (relaciones físicas significativas entre los parámetros utilizados para determinar las leyes de escala) son los mismos en el modelo y el prototipo, se denomina efecto de escala. En otras palabras, el efecto de escala es el error en que se incurre al utilizar el modelo según una ley determinante principal e ignorar las otras, por ejemplo, errores que resultan al modelar el prototipo con base en escalas escogidas para satisfacer la acción de la fuerza dominante y permitir que las otras fuerzas no estén a escala.

El análisis del flujo a menudo conduce al uso de modelos geoméricamente distorsionados; en realidad, incluso un modelo de forma geométrica, similar casi siempre introduce inevitablemente algún grado de distorsión del flujo y algunos efectos de escala. El modelador tiene que estar consciente de estos efectos y, con respecto al diseño de estructuras hidráulicas, de la concordancia entre el modelo y el prototipo. Tiene que relacionar en particular esto con la precisión requerida de la respuesta y,



en especial, debe ser consciente si la respuesta del modelo mejora o reduce la seguridad de la estructura del prototipo. Por ejemplo, un modelo de un vertedero en salto de esquí producirá un chorro con menos entrada de aire que lo que ocurriría en el prototipo; por esto, y por la reducción de velocidad del chorro en el modelo y la reducción consiguiente de la resistencia del aire, cuando se analiza la distancia de impacto del chorro en el lecho de un río aguas abajo de la estructura se obtiene una distancia en el modelo (cuando se sube de acuerdo con la escala del modelo) que es mayor que la que con probabilidad ocurra en el prototipo, y posiblemente con un cuenco de socavación más grande. ¿Es ello importante? ¿Incrementa o disminuye la seguridad de la estructura? Las respuestas dependerán, entre otros factores, de las condiciones geológicas, reglas de operación, etc.; la interpretación del resultado del modelo a escala, requiere entonces conocimiento y también intuición y experiencia, tanto del modelador como del ingeniero de diseño.

Sólo unos pocos aspectos de modelos físicos de escala utilizados en ingeniería hidráulica pueden mencionarse aquí, y para un tratamiento más detallado el lector puede consultar textos especializados (por ejemplo, Kobus, 1980; Novak y Čábelka, 1981; Novak, 1984).

### 15.1.2 SIMILITUD GEOMÉTRICA, CINEMÁTICA, DINÁMICA Y MECÁNICA

La similitud **geométrica** es similitud de la forma, es decir, la escala de longitud  $M_l$  es la misma en todas las direcciones.

La similitud **cinemática** indica similitud del movimiento, es decir, similitud de los componentes de la velocidad y la aceleración a lo largo de los ejes  $x, y, z$ ;  $M_u, M_v, M_w$  son todos constantes (no necesariamente iguales); lo mismo es válido para las escalas de aceleración.

La similitud **dinámica** indica similitud de las fuerzas; entonces si  $M_m$  es la escala de la masa y  $M_t$  la de tiempo se puede escribir:

$$M_{P_x} = M_m M_{a_x} = M_m M_{l_x} M_t^{-2} = M_m M_u^2 M_{l_x}^{-1} = \text{constante} \quad (15.1)$$

(etc., con las direcciones  $y$  y  $z$ ).

La similitud **mecánica** es un término que abarca tanto, la similitud geométrica, como la cinemática y la dinámica, es decir  $M_l, M_v$  y  $M_p$  son constantes y las mismas en todas las direcciones. La similitud mecánica puede definirse así: dos estructuras son similares (mecánicamente) si son similares en términos geométricos y si, para masas proporcionales de puntos homólogos, las trayectorias descritas en tiempos proporcionales también son geoméricamente similares. Esta definición, basada en la ley de Newton, incluye entonces la similitud geométrica de las dos estructuras, la proporcionalidad de tiempos y la similitud geométrica de las trayectorias recorridas (similitud cinemática) así como la proporcionalidad de las masas y, por tanto, también la de fuerzas (similitud dinámica).

La **teoría de la similitud**, que lleva a los números adimensionales y a la ley de escala, puede elaborarse de tres maneras. La primera determina los criterios de si-

militud a partir de un sistema de ecuaciones (diferenciales) homogéneas básicas que expresan de forma matemática el fenómeno físico investigado. El segundo camino conduce a las condiciones de similitud a través de un análisis dimensional realizado luego de una apreciación cuidadosa de los fundamentos físicos de cada fenómeno y de los parámetros que lo influyen. La combinación del análisis físico y el dimensional a menudo es la mejor ruta para una formulación exitosa del criterio de similitud. Este tercer camino puede denominarse como método de síntesis (Barr, 1983; Sharp, 1981).

Como ejemplo del primer camino –el uso de leyes físicas y las ecuaciones gobernantes– es la formulación de las leyes de escala (criterios) para escribir, por ejemplo, las ecuaciones de Navier-Stokes, tanto para el modelo como para el prototipo, e insertar las escalas de los diversos parámetros en un conjunto de las ecuaciones. En este enfoque se parte de:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \dots \quad (15.2)$$

con  $Y = g$  a la condición:

$$\frac{M_v}{M_l} = \frac{M_v^2}{M_l} = M_g = \frac{M_p}{M_\rho M_l} = \frac{M_\mu M_v}{M_\rho M_l^2}$$

o:

$$\frac{M_l}{M_v M_l} = \frac{M_g M_l}{M_v^2} = \frac{M_p}{M_\rho M_v^2} = \frac{M_\mu}{M_\rho M_v M_l} = 1 \quad (15.3a-d)$$

es decir, la condición de que las escalas de Strouhal ( $Sh$ ), Froude ( $Fr$ ), Euler ( $Eu$ ) y Reynolds ( $Re$ ) deben ser: 1. Los números adimensionales entonces deducidos pueden, sin embargo, ser criterio de similitud sólo si las ecuaciones iniciales tienen una solución no ambigua, lo cual puede obtenerse sólo si las ecuaciones están limitadas por ciertas condiciones de frontera que asumen el carácter de condiciones de no ambigüedad de la solución.

Una inspección de las ecuaciones (15.3a-d) muestra que si  $M_g = 1$  y se utiliza el mismo líquido en el modelo y en el prototipo ( $M_\rho = M_\mu = 1$ ), éstas se pueden satisfacer sólo si  $M_l = 1$ , es decir, en un modelo del mismo tamaño que el prototipo. Por tanto, casi siempre se tienen que diseñar y operar los modelos con **similitud mecánica aproximada**, escogiendo una componente dominante de fuerza (por ejemplo gravedad) e ignorando los efectos de las otras. Para minimizar los efectos de escala resultantes se tienen que imponer condiciones limitantes (de frontera) en las escalas, por ejemplo, escoger una escala donde el efecto de la viscosidad en el flujo del modelo sea insignificante.

Si se toma la gravedad como fuerza dominante (válido en la mayoría de los modelos de estructuras hidráulicas), a partir de las ecuaciones (15.3) con  $M_g = 1$  resulta:

$$\frac{M_v}{(M_g M_l)^{1/2}} = \frac{M_v}{M_l^{1/2}} = M_{Fr} = 1. \quad (15.4)$$

El mismo resultado puede obtenerse de la ecuación (15.1) escribiendo:

$$M_a M_m = M_g M_\rho M_l^3 = M_\rho M_l^2 M_v^2$$

La ecuación (15.4) representa la ley de similitud de Froude. A partir de ésta se pueden obtener todos los otros factores de escala requeridos expresados en función de la escala de longitud  $M_l$  (tabla 15.1).

### 15.1.3 MODELOS DE ESTRUCTURAS HIDRÁULICAS A ESCALA

En la vasta mayoría de los casos, los problemas de diseño asociados con las estructuras hidráulicas descritos en capítulos anteriores, se investigan en modelos a escala geoméricamente similares, que operan según la ley de similitud de Froude. Las principales excepciones son los modelos distorsionados de ríos, encauzamientos de ríos y proyectos de ingeniería costera (sección 15.1.4).

Las principales causas de los efectos de escala son la rugosidad del modelo y las condiciones de aproximación en el modelo asociadas con el desarrollo de la capa límite turbulenta, los efectos de tensión superficial y los problemas asociados con la aireación y la formación de vórtices y el fenómeno de cavitación. Algunos de estos efectos de escala pueden superarse, o por lo menos minimizarse, utilizando escalas en el modelo que den números de Reynolds (los cuales se reducen respecto al prototipo cuando se usa la ley de escala de Froude en  $M_l^{3/2}$  cuando se tiene la misma viscosidad en el modelo y en el prototipo) y el número de Weber (reducido en el modelo con el mismo líquido del prototipo en  $M_l^2$ ) suficientemente altos.

Es aconsejable, por ejemplo, escoger una escala del modelo de un vertedero de manera que la cabeza en la cresta del vertedero en el modelo sea por lo menos de 60 mm (para el caudal máximo); la apertura mínima de la compuerta de la cresta debe ser de alrededor de 60 mm. La cabeza de rebosamiento utilizada en vertederos de cresta delgada no deberá ser menor de 20 mm en ninguna circunstancia. El diámetro de los desagües del fondo del modelo deberá ser preferiblemente superior a 50 mm para evitar efectos de escala en los coeficientes de pérdida de entrada. El

**Tabla 15.1** Factores de escala

<i>Parámetro</i>	<i>Factor de escala</i>	<i>Parámetro</i>	<i>Factor de escala</i>
Velocidad	$M_v = M_l^{1/2}$	Área	$M_A = M_l^2$
Volumen	$M_V = M_l^3$	Masa	$M_m = (M_\rho) M_l^3 = M_l^3$
Tiempo	$M_t = M_l^{1/2}$	Caudal	$M_Q = M_l^{5/2}$
Fuerza	$M_P = (M_\rho) M_l^3 = M_l^3$	Caudal específico	$M_q = M_l^{3/2}$
Presión	$M_p = (M_\rho) M_l = M_l$	Energía	$M_E = (M_\rho) M_l^4 = M_l^4$
(intensidad)		Momentum	$M_M = (M_\rho) M_l^{7/2} = M_l^{7/2}$

número de Reynolds en modelos lisos debe ser tal que corresponda al valor en el prototipo hidráulicamente rugoso en su totalidad turbulento para obtener las pérdidas correctas por fricción. De modo que en una tubería con rugosidad relativa de  $k/D = 0.001$ , el factor de fricción  $\lambda$  es independiente del número de Reynolds para  $Re = VD/\nu > 10^6$ . Para obtener el mismo valor de  $\lambda$  en un modelo de tubería muy lisa se necesita un número de Reynolds cercano a 70 000 (ver el diagrama de Moody). Entonces, si el número de Reynolds en el prototipo es  $10^7$ , de  $M_1^{3/2} = 10^7 / (7 \times 10^4)$ , la escala del modelo debe ser  $M_1 = 27.5$ , una condición que puede ser muy difícil de satisfacer. En modelos de estructuras de desagües con vertedero y desagüe de fondo se tendrán que aceptar algunos efectos menores de escala al reproducir el funcionamiento del (de los) desagüe(s) de fondo. Si el flujo es en canales abiertos, el número de Reynolds en el modelo ( $Re = VR/\nu$ ) debe ser mayor que:

$$Re = \frac{126R}{k\lambda^{1/2}} \quad (15.5)$$

(con  $\lambda = h_f 8gR/IV^2$ ) para evitar efectos viscosos; esto por lo usual requiere  $10^{3.5} < Re < 10^{4.5}$ . Para modelos de bocatomas, el número de Weber [definido como  $V(\rho D/\sigma)^{1/2}$ ] debe ser superior a 11 y el número de Reynolds ( $VD/\nu$ ) mayor que  $3 \times 10^4$  para evitar los efectos de tensión superficial y viscosos. Las guías anteriores son sólo aproximadas; para detalles adicionales se debe consultar, por ejemplo, Novak y Čábelka (1981), Knauss (1987) y Meiland y Jehanno (1994).

Es bastante improbable que se puedan investigar en su totalidad los problemas asociados con la aireación y la hinchazón de los flujos sobre vertederos en modelos reducidos estándar, aunque se pueden obtener resultados útiles sobre el inicio de la aireación en rápidas, el diseño de aireadores artificiales, aireación en vertederos de pozo, etc. Los efectos de escala en, por ejemplo, disipación de energía también tienen que analizarse con cuidado (Kobus, 1984).

Un modelo a escala ordinario de, por ejemplo, un vertedero, no presentará la cavitación que ocurriría en el prototipo, debido a que la presión atmosférica ambiente no se reduce en el modelo a escala. Las mediciones de presión tomadas en el modelo y convertidas al prototipo, sin embargo, indicarían si es probable la cavitación en el prototipo. Por ejemplo, si un modelo a escala  $M_1 = 25$  presenta una presión negativa de 0.5 m, ocurriría cavitación en el prototipo porque  $25 \times 0.5 = 12.5$  m por debajo de la presión atmosférica, lo que no es posible físicamente, ya que la cavitación se iniciaría en un valor cercano al mínimo posible de 10 m. Si se desea investigar el comportamiento de un vertedero en el que ocurre cavitación en el modelo, éste tiene que colocarse en un túnel de cavitación donde se pueda controlar y reducir la presión atmosférica (Novak y Čábelka, 1981); aun en este caso hay que tener en cuenta la calidad del agua y otros efectos de escala (Kobus, 1984; Burgi, 1988).

Las investigaciones en modelos de estructuras hidráulicas requieren a menudo una instrumentación sofisticada para la medición del caudal, las fluctuaciones de velocidad y presión, la concentración del aire, etc. En particular, los modelos de vías navegables y de esclusas con barcazas modelo necesitan equipos especializados. En algunos modelos de vías fluviales, las maniobras de timoneo y la propulsión de la(s) barcaza(s) modelo se controlan mediante la computadora y los ensayos de modelos

se utilizan para calibrar modelos de simulaciones matemáticas (es probable que  $M_1$  en tales modelos sea inferior a 15). Las fuerzas que actúan sobre las barcasas modelo durante operaciones de esclusas se registran mediante dinamómetros especiales eliminando, o al menos minimizando, las fuerzas de inercia.

#### 15.1.4 MODELOS DE RÍOS Y DE INGENIERÍA COSTERA

A partir de la ecuación de Bernoulli y utilizando el mismo procedimiento empleado en la deducción de la ecuación (15.3), se puede obtener:

$$M_z = M_h = M_v^2 = M_\lambda M_v^2 M_l M_R^{-1} = M_\xi M_v^2 \quad (15.6a-d)$$

donde,  $M_z$ ,  $M_h$ ,  $M_\xi$  son las relaciones de escala de altura por encima del nivel de referencia, profundidad y coeficiente de pérdida local. La ecuación (15.6a) indica que en modelos de canales abiertos con flujo no uniforme las escalas de altura y de profundidad deben ser idénticas, y sólo se permite inclinar el modelo respecto a uno de sus extremos para condiciones de flujo uniforme. Como con frecuencia se requieren escalas verticales y horizontales diferentes (longitud y ancho) para lograr un número de Reynolds suficientemente alto en el modelo, y para asegurar un régimen de flujo totalmente turbulento, es decir  $M_h < M_l$ , la escala de caudales de la ecuación (15.6b) (que de nuevo representa la ley de Froude) será:

$$M_Q = M_A M_v = M_h^{3/2} M_l \quad (15.7)$$

La ecuación (15.6c) da como resultado:

$$M_R = M_l M_\lambda \quad (15.8)$$

y la ecuación (15.6d):

$$M_\xi = 1, \quad (15.9)$$

es decir, los coeficientes locales de pérdida deben ser los mismos en el modelo y en el prototipo. Esta última condición es en la práctica imposible de lograr en modelos distorsionados de ríos para todas las pérdidas locales, pero puede lograrse de manera global tomando en conjunto todas las pérdidas locales (en los cambios de sección y dirección).

Las ecuaciones anteriores contienen siete variables ( $M_z$ ,  $M_h$ ,  $M_l$ ,  $M_v$ ,  $M_\lambda$ ,  $M_R$ ,  $M_\xi$ ); además,  $M_R$  debe ser función de  $M_h$  y  $M_l$ , y  $M_\lambda$  de  $M_R$  y  $M_k$ , donde  $M_k$  es el tamaño de la rugosidad de la escala:

$$M_R = f_1(M_h, M_l), \quad (15.10)$$

$$M_\lambda = f_2(M_R, M_k). \quad (15.11)$$



Se tienen así seis ecuaciones (15.6a), (15.6b), (15.8), (15.9), (15.10) y (15.11) para ocho variables, lo que da dos grados de libertad. En el diseño del modelo, por tanto, se pueden escoger sólo dos variables, por lo general  $M_l$  y  $M_h$  (o  $M_Q$ ).

En el caso de un modelo de lecho móvil, en el primer enfoque se puede sustituir  $M_k$  por la variable  $M_d$ , es decir, la escala del tamaño del sedimento, y si se desea lograr similitud en el movimiento incipiente de los sedimentos a partir del criterio de Shields [ecuación (8.19) u (8.20)], se obtiene otra ecuación para  $M_\Delta$ , [ $\Delta = (\rho_s - \rho)/\rho$ ]:

$$M_\Delta = \frac{M_{U_*}^2}{M_d} = \frac{M_R M_S}{M_d} = \frac{M_R M_h}{M_l M_d}. \quad (15.12)$$

Se tienen ahora nueve variables y siete ecuaciones, y de nuevo sólo dos grados de libertad para escoger las escalas. Para la similitud del transporte de sedimentos, se requieren condiciones de frontera adicionales y también se debe investigar la similitud de las formas del lecho.

En el movimiento de mareas en modelos de estuarios y de ingeniería costera, se aplican consideraciones similares; sin embargo, se debe recordar que la escala de velocidad correspondiente para el movimiento vertical de la superficie del agua (o velocidad de caída del sedimento) está dada por:

$$M_w = M_h / M_l = M_h^{3/2} / M_l \quad (15.13)$$

(como  $M_l = M_l / M_v = M_l M_h^{-1/2}$ ). En estudios de refracción de ondas, que dependen sólo de la profundidad, la escala de la celeridad de las ondas  $M_c = M_h^{1/2}$ , se puede obtener también el mismo resultado a partir de la ecuación de onda para aguas poco profundas [ecuación (14.15)]. Como en las ondas cortas de aguas profundas,  $M_c = M_L^{1/2}$  [ecuación (14.14)] y  $M_L = M_c M_T$  [ecuación (14.1)], donde  $M_T$  es la escala del periodo de la onda y  $M_L$  es la escala de longitud de onda, resulta:

$$M_c (= M_L^{1/2} = M_h^{1/2}) = M_T. \quad (15.14)$$

Entonces, en este caso se puede tener un modelo distorsionado de  $M_h \neq M_l$ . Para reproducir la difracción de ondas, la altura de éstas a lo largo de un obstáculo debe reproducirse correctamente y, por tanto,  $M_L = M_l$ , es decir, se requiere un modelo sin distorsión para evitar los efectos de escala.

De nuevo, sólo se ha analizado en forma sintética el tratamiento de modelos de ingeniería de ríos y costas; para detalles adicionales del tratamiento del tema el lector se debe remitir a, por ejemplo, Allen (1947), Novak y Čábelka (1981), Kobus (1980) o Yalin (1971).

### 15.2.1 GENERALIDADES

Los modelos estructurales de estructuras hidráulicas son casi exclusivamente modelos de presas y de sus cimentaciones. Concebidos como una técnica para verificar y desarrollar el análisis teórico de las estructuras más complejas, la modelación física

## 15.2 Modelos estructurales



ofrece la ventaja de una representación de la respuesta estructural tangible en lugar de una puramente matemática. Las técnicas de modelación se desarrollaron y perfeccionaron entre 1950 y 1965 en esencia para presas de concreto con curvaturas múltiples y complejas, contra limitaciones impuestas en la aplicación de análisis matemáticos sofisticados debido a la falta de disponibilidad de la potencia de cómputo necesaria.

Siempre que un modelo se construya siguiendo estrictamente las leyes apropiadas de similitud (sección 15.1.2) funcionará como un análogo estructural, produciendo una predicción correcta de la deformación y distribución de esfuerzos del prototipo. En la práctica, como con los modelos hidráulicos, se imponen limitaciones por conflictos en requerimientos para cumplir las diferentes leyes de similitud, en especial los relacionados con las características del material del modelo y la respuesta de la carga. Asimismo, en la práctica, los modelos estructurales son relativamente inflexibles y la investigación de los efectos de un cambio de la geometría o detalles estructurales, por ejemplo las juntas en una presa de concreto, o un cambio en cualquiera de los parámetros principales, requerirán la construcción de un modelo por completo nuevo. Por estas y otras razones, el análisis de elementos finitos (capítulos 2 y 3) ha desplazado en gran medida las técnicas de modelación física. Esta última consideración, por tanto, restringe el estudio sólo a los elementos esenciales.

La modelación estructural de presas casi de manera invariable se relaciona con una condición de carga estática. Las relaciones relevantes son, por tanto, las que gobiernan las relaciones de esfuerzo ( $\sigma$ ) y fuerza ( $P$ ) respectivamente (tabla 15.1), es decir,  $M_\sigma = M_\rho M_l$  y  $M_P = M_\rho M_l^3$ .

Para cualquier material, la relación de Poisson,  $\nu$ , y la deformación unitaria lineal,  $\epsilon$ , son parámetros adimensionales, y así para una estructura modelo (m) y una prototipo (p)  $\epsilon_p = \epsilon_m$  y  $\nu_p = \nu_m$ . La consecuencia de estas afirmaciones es (de acuerdo con la ley de Hooke):

$$M_\sigma = M_E M_\epsilon \quad (15.15a)$$

o, para  $M_\epsilon \approx 1$ ,

$$M_\sigma \approx M_E (= M_\rho M_l). \quad (15.15b)$$

Los esfuerzos dominantes en una presa son los generados por las cargas hidrostáticas, que incluyen la infiltración y el empuje, y el peso propio estructural. Las dificultades inherentes para satisfacer simultáneamente los requerimientos de similitud material y estructural, y armonizar las relaciones de escala de la geometría, esfuerzo y peso se han aludido y son evidentes, puesto que el objetivo del modelo es predecir de modo correcto la deformación y el esfuerzo del prototipo.

### 15.2.2 MODELACIÓN DE PRESAS DE CONCRETO

Invariablemente, los modelos de presas de concreto son de estructuras de arco o bóveda. La simulación de las cargas hidrostáticas externas de acuerdo con las leyes

de escala apropiadas requieren un líquido con una densidad muy alta. En la práctica, lo más común es utilizar un saco flexible lleno de mercurio. Esto implica que la relación de densidad predeterminada de 13.6 se debe tener en cuenta para las otras relaciones de escala.

Las características convenientes del material del modelo son una representación correcta de las relaciones de esfuerzo y deformación y un módulo de elasticidad relativamente bajo,  $E$ , para realzar las deformaciones del modelo y permitir el uso de la carga de mercurio en un modelo de dimensiones manejables. El material debe ser resistente a la tensión y compresión apreciables para reducir el riesgo de agrietamiento, y se debe dejar fundir o maquinarse sin mayor esfuerzo para obtener el perfil correcto de la presa. Entre los materiales que se han empleado con éxito están el microconcreto, los plásticos y los compuestos basados en el yeso. Mezclas de yeso de París de alto grado con un relleno químicamente inerte (como la diatomita o montmorillonita de sodio) y agua han demostrado ser en particular apropiados. Tales mezclas tienen las siguientes características adicionales convenientes:

1. isotropía y homogeneidad;
2. son uniformemente elásticos dentro del intervalo de esfuerzos del modelo;
3. la relación de Poisson,  $\nu$ , es casi igual a la del concreto y la roca (0.15-0.22);
4. las propiedades elásticas no dependen del tiempo;
5. la resistencia y el módulo de elasticidad,  $E$ , pueden controlarse con precisión.

El propósito del relleno es permitir una relación alta de agua : yeso y, por tanto, un valor de  $E$  bajo. Las mezclas de yeso y relleno requieren un curado cuidadoso durante un período, el producto final tiene la textura de una tiza suave y se puede manejar fácilmente para darle la forma. Deberá notarse que la representación a escala apropiada de  $E$  y  $\nu$ , y no su resistencia, es más importante en cuanto a la respuesta estructural correcta.

Entre los valores representativos de las características mecánicas principales de las mezclas de yeso y relleno está el valor de  $E$ , el cual oscila entre  $0.7 \times 10^3$  y  $5.0 \times 10^3$  MN m<sup>-2</sup> y  $\nu = 0.20$ . La resistencia a la compresión está en el intervalo 2.0-20.0 MN m<sup>-2</sup>, y la resistencia a la tensión típicamente de 12% a 25% de este valor. Las escalas lineales de modelos de presas de concreto comúnmente se hallan en el intervalo de 1:50 a 1:200, teniéndose cuidado de modelar una proporción apreciable de los estribos y de las cimentaciones subyacentes para simular la interacción de forma correcta.

Los aspectos estructurales principales de los estribos del prototipo y/o geología de la cimentación, es decir, fallas o zonas meteorizadas, etc., deben reproducirse en el modelo. Pueden emplearse mezclas de yeso y relleno con características apropiadas para modelar cambios significativos en la deformabilidad de la roca asociada con diferentes tipos de roca.

Las deformaciones bajo cargas hidrostáticas y otras cargas se determinan con transductores montados apropiadamente o medidores de aguja. Los esfuerzos se determinan a partir de los registros de deformímetros adheridos a la superficie o por rosetas en localizaciones estratégicas en los paramentos aguas arriba y aguas abajo de la presa modelo.

Las cargas de peso propio son las más difíciles de simular en un modelo a escala. Una técnica involucra dividir el modelo en etapas luego de la finalización de todas las pruebas de carga hidrostática. En cada etapa o nivel, a su vez, la carga de peso propio superyacente se aplica a través de un sistema de resortes verticales que actúan sobre placas distribuidoras en el modelo. Una técnica alternativa involucra la inversión del modelo y su inmersión en mercurio.

Detalles de construcción, por ejemplo juntas, o 'defectos' como agrietamientos pueden representarse en un modelo sofisticado, y también se pueden estudiar los efectos de la temperatura si además se desarrollan las leyes de escala. Revisiones concretas de las técnicas de modelación estructural y sus aplicaciones a estudios específicos se presentan en Rydzewski (1963) y Rocha, Serafim y Azeveda (1961).

Puede notarse que las mezclas de yeso y relleno se prestan para simular problemas geomecánicos que involucren rocas y masas de rocas unidas. Se han aplicado investigaciones de esta naturaleza asociadas a proyectos de grandes presas, como se analiza en Oberti y Fumagalli (1963) y Fumagalli (1966).

### 15.2.3 MODELACIÓN DE PRESAS DE RELLENO

La aplicación de modelos físicos para el estudio de problemas geotécnicos y presas de relleno está severamente restringida por el predominio de las cargas de peso propio y la complejidad y variabilidad del rango de materiales del prototipo, es decir, los suelos de cimentación, los rellenos térreos y enrocados compactados. El enfoque de diseño de presas de relleno de todas maneras es muy diferente al de las presas de concreto, concentrándose en la infiltración, deformación y estabilidad en lugar de los esfuerzos. La modelación física, por consiguiente, se ha confinado a investigaciones limitadas de las pendientes del terraplén y de los rellenos en cimentaciones débiles. La escala del peso propio se logra montando el modelo sobre el brazo rotante de una gran centrífuga. En el caso de la centrífuga geotécnica de Cambridge, como se describe en Schofield (1980), los modelos son del orden de 1 tonelada y pueden ser sometidos a aceleraciones hasta de  $125g$  en un radio (longitud del brazo del rotor) de 4 m.

En principio, los modelos geotécnicos ofrecen muchos atractivos, pero en la práctica los problemas son casi intratables. Se deben utilizar suelos naturales para construir el modelo y es imposible una simulación válida de la zonificación en la presa prototipo. Incluso en modelos simples homogéneos sobre cimentaciones homogéneas surgen dificultades al intentar trasladar la información del modelo de la presa de relleno a la escala del prototipo, ya que la mayoría de los problemas depende de la trayectoria de esfuerzos, es decir, están relacionados con las historias de carga a corto y largo plazo. Los problemas también dependen del nivel de esfuerzo, es decir, una función del peso propio para el complejo de la presa de relleno y la cimentación. Bassett (1981) y Bassett y Horner (1981) suministran una revisión completa del uso y limitaciones de los modelos físicos en el diseño geotécnico. Su valor se restringe efectivamente al estudio de modos de deformación y mecanismos de falla para perfiles simplificados.

### 15.2.4 MODELACIÓN DE LA RESPUESTA SÍSMICA

Estudios de la repuesta sísmica de modelos de presas de gravedad de concreto en los que se utiliza la técnica de la 'mesa vibratoria' han sido reportados por Mir y Taylor (1994). Requerimientos de instalaciones especializadas y problemas de simulación física válida de la presa prototipo ponen limitaciones a la aplicación general de esta técnica por fuera del laboratorio de investigación. Los estudios en modelos, comparables y válidos, del comportamiento de presas de relleno no se consideran en general posibles, pero los ensayos en modelos físicos conducidos para validar técnicas numéricas han sido reportados por Finn (1990).

---

#### *Ejemplo 15.1*

Un río, que transporta sedimentos, fluye hacia un estuario de mareas. El máximo flujo de agua fresca al estuario es  $4000 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . Se requiere efectuar un diseño preliminar del modelo a escala en el laboratorio donde el espacio disponible impone una escala horizontal,  $M_l = 250$ ; la capacidad de bombeo disponible para el modelo es  $27 \text{ l s}^{-1}$  y es conveniente utilizarlo razonablemente lleno para evitar efectos viscosos en el modelo. Establecer:

1. una escala vertical apropiada para el modelo,
2. el tipo de caudal,
3. la escala del periodo de la marea,
4. la escala de la velocidad de caída del sedimento en suspensión,
5. la escala probable del material del lecho y
6. la escala de la densidad de la carga del lecho.

#### **Solución**

1. Si se utiliza la capacidad total del caudal se obtiene una escala de caudales  $4 \times 10^6 / 27 = 148\ 150$ . De acuerdo con la ecuación (15.7),  $M_h = (M_Q / M_L)^{2/3} = (148\ 150 / 250)^{2/3} = 70.57$ . Por tanto, se selecciona  $M_h = 75$ , que ofrece una distorsión de 3.33, la cual es probablemente bastante aceptable en este caso.
2.  $M_Q = M_h^{3/2} M_l = 75^{3/2} \times 250 = 162\ 380$ . El caudal máximo del modelo será  $4 \times 10^6 / 162\ 380 = 24.61 \text{ s}^{-1}$ .
3.  $M_t = M_l / M_v = M_l M_h^{-1/2} = 250 / 75^{1/2} = 28.87$  [ecuación (15.3)].
4.  $M_{w_s} = M_h^{3/2} / M_l = 75^{3/2} / 250 = 2.6$  [ecuación (15.13)].
5. A partir de la ecuación de Manning – Strickler para un canal ancho con  $R \approx y$ ,

$$M_v = M_n^{-1} M_h^{2/3} M_s^{1/2} = M_d^{-1/6} M_h^{2/3} M_h^{1/2} M_l^{-1/2} = M_d^{-1/6} M_h^{7/6} M_l^{-1/2} = M_h^{1/2},$$

$$M_d = M_h^4 M_l^{-3} = 75^4 / 250^3 = 2.025 \approx 2.$$

6.

$$M_\Delta = \frac{M_h^2}{M_l M_d} = \frac{M_h^2 M_l^3}{M_h^4 M_l} = \frac{M_l^2}{M_h^2} = \left( \frac{250}{75} \right)^2 = 11.11 \quad \text{[ecuación (15.12)]}$$



Nótese que la respuesta 5 supone que no hay efectos de formas del lecho (es decir, el lecho es plano), que puede ser poco realista; tal información debe verificarse con cálculos adicionales, y el valor final de  $M_d$  puede influir el diseño total del modelo.

## Referencias

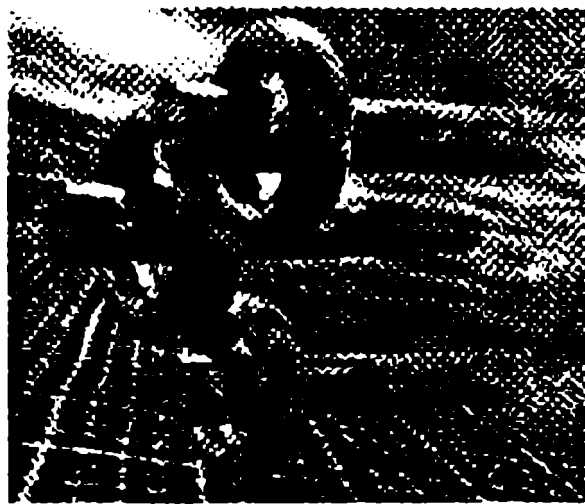
- Allen, J. (1947) *Scale Models in Hydraulic Engineering*, Longman, London.
- ASCE (1982) American Society of Civil Engineers, Task Committee on Glossary of Hydraulic Modeling Terms, Modeling hydraulic phenomena – a glossary of terms. *Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, **108** (NY7), 45-852.
- Barr, D.I.H. (1983) A survey of procedures for dimensional analysis. *International Journal of Mechanical Engineering in Education*, **11** (3), 147-59.
- Bassett, R.H. (1981) The use of physical models in design, in *Proceedings of the 7th European Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering*, Brighton, Vol. 2, British Geotechnical Society, London.
- Bassett, R.H. and Horner, J. (1981) Prototype deformations from centrifugal model testing, in *Proceedings of the 7th European Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering*, Brighton, Vol. 2, British Geotechnical Society, London.
- Burgi, P.H. (ed.) (1988) Model-prototype correlation of hydraulic structures, in *Proceedings of the International Symposium*, ASCE, Colorado Springs, American Society of Civil Engineers, New York.
- Finn, W.D.L. (1990). Seismic analysis of embankment dams. *Dam Engineering*, **1** (1), 59-75.
- Fumagalli, E. (1966) Stability of arch dam rock abutments, in *Proceedings of the 1st International Congress of Rock Mechanics*, Lisbon, Vol. II, Laboratorio Nacional de Engenharia Civil, Lisbon.
- Knauss, J. (1987) *Swirling Flow Problems at Intakes*, IAHR Hydraulic Structures Design Manual, Balkema, Rotterdam.
- Kobus, H. (ed.) (1980) *Hydraulic Modelling*, Bulletin 7, German Association for Water Resources and Land Development.
- Kobus, H. (ed.) (1984) *Proceedings of the Symposium on Scale Effects in Modelling Hydraulic Structures*, Technische Akademie, Esslingen.
- Meilland, P. and Jehanno, P. (1994) Hydraulic modelling for civil works. *Hydropower & Dams*, **1** (4), 20-4.
- Mir, R. and Taylor, C.A. (1994) *Shaking Table Studies of the Performance of Gravity Dam Models*, Report No. UBCE-EE-94, Earthquake Engineering Research Centre, University of Bristol.
- Novak, P. (1984) Scaling factors and scale effects in modelling hydraulic structures. General lecture, in *Proceedings of the Symposium on Scale Effects in Modelling Hydraulic Structures*, Technische Akademie, Esslingen, Paper 03, pp. 1-6.
- Novak, P. and Čábelka, J. (1981) *Models in Hydraulic Engineering – Physical Principles and Design Applications*, Pitman, London.
- Oberti, G. and Fumagalli, E. (1963) Results obtained in geomechanical model studies, in *Proceedings of the Symposium on Concrete Dam Models*, Laboratorio Nacional de Engenharia Civil, Lisbon.
- Rocha, M., Serafim, J.L. and Azeveda, M.C. (1961) *Special Problems of Concrete Dams Studied by Models*, Bulletin No. 12, RILEM.

- Rydzewski, J.R. (1963) The place of models in the study of arch dams under hydrostatic and gravity loading, in *Proceedings of the Symposium on Concrete Dam Models*, Laboratorio Nacional de Engenharia Civil, Lisbon.
- Schofield, A.N. (1980) Cambridge geotechnical centrifuge operations (20th Rankine lecture) *Géotechnique*, **30** (3), 225-67.
- Sharp, J.J. (1981) *Hydraulic Modelling*, Butterworth, London.
- Verwey, A. (1983) The rôle of computational hydraulics in the hydraulic design of structures, in *Developments in Hydraulic Engineering*, Vol. 1 (ed. P. Novak), Applied Science, London.
- Yalin, M.S. (1971) *Theory of Hydraulic Models*, Macmillan, London.



# Estructuras hidráulicas

Segunda edición



**Otros títulos McGraw-Hill en español con temas afines**

**CHOW**

Hidráulica de canales abiertos

**CHOW**

Hidrología aplicada

**FRANZINI**

Mecánica de fluidos con aplicaciones en ingeniería

**GILES**

Mecánica de fluidos e hidráulica (Schaum), 3a. ed.

**McGHEE**

Abastecimiento de agua y alcantarillado

Ingeniería ambiental, 6a. ed.

**ORTIZ**

Pequeñas centrales hidroeléctricas

**SALDARRIAGA**

Hidráulica de tuberías

**SAWYER**

Química para ingeniería ambiental, 4a. ed.

**SHAMES**

Mecánica de fluidos

**STREETER**

Mecánica de fluidos, 9a. ed.

**TCHOBANOGLIOUS**

Tratamiento de aguas residuales

ISBN 958-41-0189-7



9 789584 101891

[www.mcgraw-hill.com.co](http://www.mcgraw-hill.com.co)

**Mc  
Graw  
Hill**