

Libros de **Cátedra**

Bombas, estaciones de bombeo y acueductos

Parte 1

Cecilia V. Lucino, Sergio O. Liscia y Juan M. Galíndez
(coordinadores)

FACULTAD DE
INGENIERÍA

e
exactas

**Eduulp**
EDITORIAL DE LA UNLP



UNIVERSIDAD
NACIONAL
DE LA PLATA

BOMBAS, ESTACIONES DE BOMBEO Y ACUEDUCTOS

PARTE 1

Cecilia V. Lucino
Sergio O. Liscia
Juan M. Galíndez

(Coordinadores)

Facultad de Ingeniería



**UNIVERSIDAD
NACIONAL
DE LA PLATA**



Al querido y siempre recordado Profesor e Ingeniero Felipe Borrelli, por la perspectiva ingenieril que le dio a la enseñanza de nuestras materias y por su aporte a los capítulos de estaciones de bombeo y acueductos de este libro.

Agradecimientos

Este libro de cátedra reúne los aportes que se han ido incorporando a lo largo de los años de nuestra actividad docente, en forma de apuntes de cátedra, para complementar la bibliografía existente sobre bombas, estaciones de bombeo y acueductos. Es el producto de un trabajo colectivo de quienes hoy tenemos a cargo las asignaturas Proyecto de Instalaciones Hidromecánicas y Máquinas Hidráulicas, pero iniciado por el plantel docente que se fue formando a partir de la recuperación de la democracia. Es por eso que agradecemos a los docentes que iniciaron el camino que hoy nos toca recorrer, especialmente a los ingenieros y profesores Fernando Zárate, Felipe Borrelli y Carlos Aguerre, por orientarnos en nuestra formación como docentes y por compartir generosamente sus saberes profesionales con la cátedra y con los alumnos.

También agradecemos a nuestra Facultad de Ingeniería, al Departamento de Hidráulica y a la Unidad de Investigación, Docencia, Extensión y Transferencia (UIDET) Hidromecánica, por acompañarnos en nuestro afianzamiento como equipo de cátedra y por brindarnos los elementos y el apoyo administrativo y técnico que requieren las actividades que desarrollamos.

A los alumnos, a quienes está destinado el libro de cátedra, porque sus críticas y aportes siempre mejoran nuestro trabajo, y un agradecimiento especial a Iván Ucero por su colaboración en las ilustraciones del libro.

Índice

| | |
|---|-----|
| Prefacio | 7 |
| Nomenclatura | 8 |
| Capítulo 1 | |
| Clasificación de las bombas y variables principales | 12 |
| <i>Cecilia Lucino</i> | |
| Capítulo 2 | |
| Curvas características y similitud | 27 |
| <i>Mauricio Angulo, Mercedes del Blanco, Cecilia Lucino y Sergio Liscia</i> | |
| Capítulo 3 | |
| Triángulos de velocidades | 52 |
| <i>Arturo Rivetti, Mauricio Angulo y Cecilia Lucino</i> | |
| Capítulo 4 | |
| Cavitación | 65 |
| <i>Cecilia Lucino, Mauricio Angulo, Arturo Rivetti y Julieta Buscetti</i> | |
| Capítulo 5 | |
| Ecuación fundamental de Euler | 81 |
| <i>Arturo Rivetti y Cecilia Lucino</i> | |
| Capítulo 6 | |
| Estaciones de bombeo para desagües pluviales | 92 |
| <i>Cecilia Lucino, Facundo Ortiz y Sergio Liscia</i> | |
| Capítulo 7 | |
| Dimensionado general de un acueducto | 125 |
| <i>Victoria Lugo, Cecilia Lucino y Sergio Liscia</i> | |

Capítulo 8

Estaciones de bombeo para acueductos _____ 139

Mauricio Angulo, Cecilia Lucino y Sergio Liscia

Capítulo 9

Modelación matemática de los fenómenos transitorios en acueductos _____ 162

Juan Manuel Galíndez y Sergio Liscia

Los autores _____ 175

Prefacio

Este volumen es la Primera Parte del libro de Cátedra *Bombas, Estaciones de Bombeo y Acueductos*, donde se desarrollan, del Capítulo 1 al 8, los contenidos básicos y específicos de las bombas rotodinámicas y los criterios de diseño de las estaciones de bombeo para desagües pluviales y para instalaciones con acueductos, incluyendo el dimensionado de estos. En el Capítulo 9, se presenta la problemática del régimen impermanente en acueductos y el abordaje de la modelación matemática de transitorios por el método de las características. Este último capítulo se incluye como un anticipo de la Segunda Parte, donde se desarrollará la justificación del uso de distintos dispositivos de protección de los acueductos frente al fenómeno de golpe de ariete en transitorios no programados. Por último, en el segundo volumen también se abordará el tema de ensayos experimentales y virtuales en bancos de prueba, para encontrar las curvas características de las bombas rotodinámicas.

Nomenclatura

A : área

a : celeridad de propagación de una onda de presión

$ANPA$: altura neta positiva de aspiración

$ANPA_d$: altura neta positiva de aspiración disponible

$ANPA_r$: altura neta positiva de aspiración disponible

b : altura del borde del rodete

B : bomba: B_1, B_2, B_i

C : módulo de la velocidad preponderante contemplado en un análisis de fuerzas inerciales

C_m : módulo de la velocidad preponderante a escala del modelo

C_p : módulo de la velocidad preponderante a escala del prototipo

\vec{C} : velocidad absoluta del fluido

\vec{C}_m : componente meridiana de la velocidad absoluta

\vec{C}_u : componente periférica o tangencial de la velocidad absoluta

C_T : costo de la tubería

C_u : precio unitario

C_I : costo de instalación o de zanjeo de la tubería

C_i : costo de excavación por metro cúbico de suelo

C_B : costo equipamiento hidromecánico

C_b : costo unitario del consumo de energía

C_O : costo equipamiento hidromecánico

C_A : costo actualizado de operación

D : diámetro

D_p : diámetro real o del prototipo

D_m : diámetro del modelo

e : escala, espesor

e_L : escala de longitudes

e_V : escala de velocidades

E : energía, módulo de elasticidad

Eu : número de Euler

Eu_m : número de Euler de modelo

Eu_p : número de Euler de prototipo

f : coeficiente de fricción de Darcy-Weisbach

F : fuerza

F_{ext} : fuerzas externas

F_D : número de Froude

F_{Dm} : número de Froude de modelo

F_{Dp} : número de Froude de prototipo

F_u : factor de utilización

g : aceleración de la gravedad

G : peso de la tubería

h : altura

H : energía por unidad de peso o salto

H_{atm} : altura de presión barométrica

H_{abs} : altura de presión absoluta

H_B : altura de la bomba

H_f : salto útil de funcionamiento

H_n : salto útil nominal o de diseño

H_r , salto rotórico

H_S : altura de sumergencia de la bomba (altura de succión, altura de aspiración)

H_{Scrit} : altura de sumergencia crítica de la bomba

H_{SIST} : energía por unidad de peso o salto del sistema o instalación

H_t : salto teórico

H_T : diferencia de niveles estáticos

H_u : salto útil

H_v : altura de presión de vapor

H_{2abs} : energía por unidad de peso en la entrada de la bomba en valor absoluto

H_{2min} : altura mínima de energía en valor absoluto necesaria en la entrada de la bomba

I : sección de impulsión

i : tasa de interés anual

J : pérdidas de carga

J_L : pérdidas de carga locales

J_f , pérdidas de carga friccionales

J_I , pérdidas en el tramo de impulsión

J_S , pérdidas en el tramo de succión (J_{1-2})

K : compresibilidad del fluido

k : coeficientes de pérdida, rugosidad de la tubería en milímetros

k_V : coeficiente de pérdida de válvula

L : longitud

LEP: Línea de Energía Piezométrica;

LET: Línea de Energía Total;

M: manómetro

MV: manovacuómetro;

n : número de vueltas

n_q : número específico de caudal

N : número

N_{arr} : número de arranques

N_b : cantidad de bombas

N_i : nivel en el i -ésimo instante

N_{max} : nivel máximo en tanque

N_{min} : nivel mínimo en tanque

$N_{inicial}$: nivel inicial

p : presión

p_{atm} : presión atmosférica

p_i : presión interna

P : potencia

P_e : potencia eléctrica

P_f : potencia de funcionamiento

P_h : potencia hidráulica

P_m : potencia mecánica

P_n : potencia nominal o de diseño

Q : caudal

Q_b : caudal de bombeo

Q_b : caudal demandado

Q_e : caudal de entrada

Q_{ei} : caudal de entrada en el i -ésimo instante

Q_f : caudal de funcionamiento

Q_{final} : caudal al final de un intervalo

$Q_{inicial}$: caudal al inicio de un intervalo

Q_{lim} : caudal de inicio de cavitación

Q_n : caudal nominal o de diseño

Q_s : caudal de salida

Q_{si} : caudal de salida en el i -ésimo instante

Q_{max} : caudal máximo a erogar por la estación de bombeo

r : radio

Re : número de Reynolds

S : sumergencia (asociada a los requerimientos de vorticidad); sección de succión.

t : tiempo

T : torque, periodo de tiempo

Tar : tarifa

TV: Tubo Venturi

\vec{U} : velocidad absoluta del rodete

V : velocidad del fluido; válvulas

VA: Válvula de alivio

VRP: Válvula reguladora de presión

V_c : volumen de control

\forall : volumen;

\forall_{disp} : volumen operativo disponible en dársena de bombeo

\vec{W} : velocidad relativa del fluido respecto al álabe

\vec{W}_m componente meridiana de la velocidad relativa

\vec{W}_u componente periférica o tangencial de la velocidad relativa

x : posición

z : energía de posición

Letras griegas

α : ángulo que forman los vectores \vec{C} y \vec{U} en el triángulo de velocidades

α_p : ángulo α en prototipo

α_m : ángulo α en modelo

β : ángulo que forman los vectores \vec{W} y \vec{U} en el triángulo de velocidades

γ : peso específico del fluido

$\Delta\theta$: rotación o giro del rodete.

η : rendimiento;

η_h : rendimiento hidráulico;

η_m : rendimiento mecánico;

η_e : rendimiento eléctrico;

η_T : rendimiento conjunto bomba-motor

ρ : densidad absoluta del fluido

τ_0 : tensión de corte de las paredes de la tubería

σ : tensión de tracción

ω : velocidad angular

Ω : área por unidad de longitud

CAPÍTULO 1

Clasificación de las bombas y variables principales

Cecilia Lucino

Introducción

Se tienen registros de la utilización de ruedas hidráulicas para transportar agua para riego, de la época de los antiguos egipcios, más de 2000 años atrás. Por otra parte Arquímedes, por los años 200 A.C., inventaba una bomba en forma de tornillo sin fin, que se dio en llamar 'Tornillo de Arquímedes' y que se utilizó para drenar e irrigar las tierras de la planicie del río Nilo (Paresh, 2005). Esta bomba aún es utilizada, y lo es también como turbina (generando energía). Las bombas primitivas servían para desplazar y trasladar volúmenes, lo que las ubica en el grupo de las bombas de desplazamiento positivo.

Inicialmente usadas para la agricultura, a lo largo del tiempo, estas bombas comenzaron a aplicarse a otros usos, siempre a partir del mismo principio fundamental: gastar energía para elevar, transportar o comprimir líquidos. Actualmente su uso se extiende a una gran cantidad de actividades: provisión de agua para consumo, drenaje en áreas urbanas y rurales, manejo de efluentes urbanos e industriales, industria química, del petróleo, farmacéutica, en sistemas de enfriamiento de plantas generadoras, en la industria de la construcción y muchas otras actividades que requieren el manejo de fluidos. También su uso se extiende a la transferencia de materia orgánica, como peces, papas, granos, etc. Tal vez el ejemplo más evidente de la diversidad y potenciales usos que tienen las bombas de este tipo es el caso del corazón artificial, que es una bomba que responde a este principio de operación de desplazamiento positivo.

En este libro estudiaremos las bombas centrífugas, también llamadas bombas rotodinámicas. Algunos atribuyen la invención de este diseño a Leonardo Da Vinci (1452–1519) por haber sido quien sugirió la idea de utilizar la fuerza centrífuga para impulsar líquidos; otros a Johann Jordan, por el año 1680, aunque la mayoría adjudica el origen del impulsor centrífugo a Denis Papin en 1689 (Engeda, 1998). Más tarde, en 1750, Leonhard Euler (Van Esch, B.1997) aportó la ecuación fundamental de las turbomáquinas hidráulicas, que explica el principio de funcionamiento de las bombas centrífugas, que se desarrollará en el Capítulo 5.

Clasificación de las máquinas hidráulicas

Las bombas se pueden clasificar en función de las aplicaciones a las que sirven, los materiales con los que están construidas, los líquidos que manejan e incluso su orientación en el espacio. Otra manera de plantear la clasificación es de acuerdo al principio por el cual se entrega energía al fluido. Esto nos lleva a diferenciar las bombas a) rotodinámicas o 'dinámicas' de las b) de desplazamiento positivo (Karassik et al., 1976). Las bombas rotodinámicas, junto con las turbinas hidráulicas son llamadas también turbomáquinas hidráulicas (TMH). En las bombas rotodinámicas la energía se entrega continuamente para aumentar las velocidades del fluido dentro de la máquina a valores mayores que los que ocurren en la entrada, luego, se provoca una reducción de la velocidad a la salida, que produce un aumento de presión. En las de desplazamiento positivo, en cambio, la energía se agrega periódicamente mediante la aplicación de fuerza a uno o más límites móviles de un cierto número de volúmenes cerrados que contienen líquido, lo que da como resultado un aumento directo de la presión hasta el valor requerido para mover el líquido hacia la línea de descarga.

Utilizando el principio de funcionamiento como base para la clasificación de las máquinas (que son arreglos de objetos que tienen por finalidad realizar trabajo), tendríamos una primera división entre las máquinas-herramienta y las máquinas de fluido (Fig. 1.1). En las primeras se utiliza energía motriz, generalmente eléctrica, para modificar la forma de objetos sólidos, como, por ejemplo, fresadoras, taladros, máquinas de control numérico computarizado, etc. Las máquinas de fluido, en cambio, son aquellas en las que un fluido recibe o entrega energía. Dentro de las máquinas de fluido se diferencian las turbomáquinas hidráulicas y las máquinas de fluido de desplazamiento positivo (o bombas de desplazamiento positivo).

Para que una máquina de fluido pueda ser considerada como turbomáquina hidráulica (TMH), el fluido que la atraviesa debe poder asumirse como incompresible. Por esta razón, dentro de las TMH se encuentran los ventiladores, aunque el fluido que interviene es aire, ya que su funcionamiento se explica satisfactoriamente con la hipótesis de fluido incompresible (Mataix, 1982). El otro gran grupo de máquinas de fluido, en este caso bombas, es el de desplazamiento positivo, dentro del cual se encuentran las bombas alternativas y las rotativas, que no serán desarrolladas en este texto.

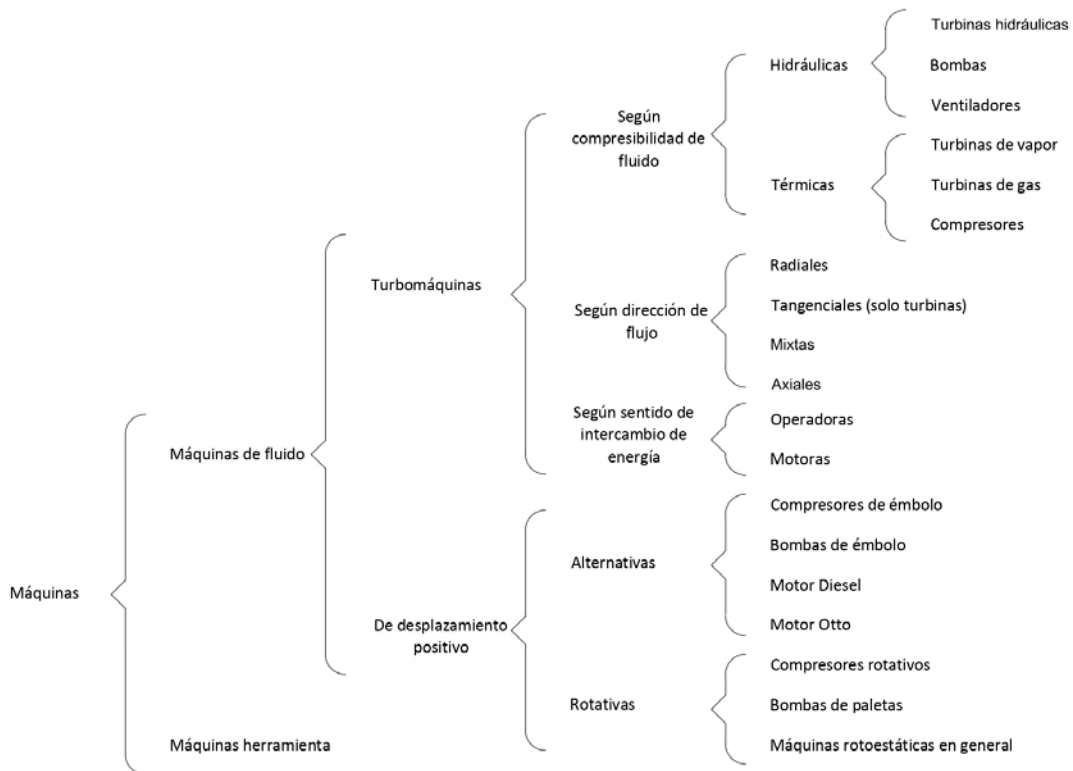


Figura 1.1: Clasificación de las máquinas

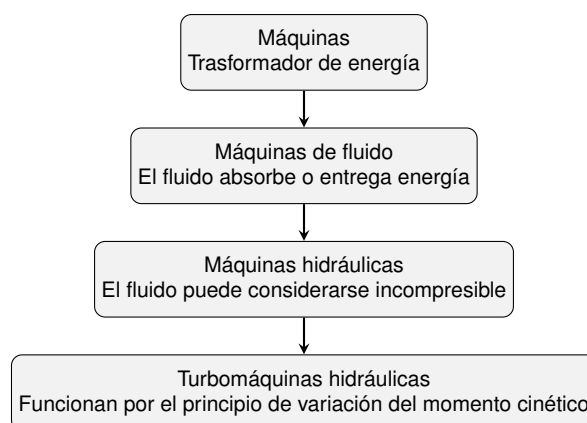


Figura 1.2: Definición de turbomáquina hidráulica

Las TMH funcionan bajo el principio de variación del momento cinético (Fig. 1.2), como se demostrará en el Capítulo 5. En estas máquinas las velocidades del flujo y su cambio de dirección juegan un rol preponderante. Las velocidades medias y altas dentro de las bombas y las turbinas hidráulicas que corresponden a la categoría de TMH, las hacen proclives al desarrollo de la

cavitación (presencia de vapor por descenso de la presión a temperatura constante) y sufrir sus efectos negativos y limitaciones que este fenómeno impone al diseño e instalación de estas máquinas.

Componentes de una bomba rotodinámica y sus funciones

Una bomba consta de dos partes principales: un impulsor o rotor, que fuerza al líquido a girar mediante una acción de impulsión, y la carcasa de la bomba, que contiene y dirige el líquido al impulsor y lo aleja luego de pasar por él, a través del difusor, bajo una presión más alta (Fig. 1.3). El impulsor está montado en un eje que está soportado por cojinetes y accionado a través de un acoplamiento rígido o flexible por medio de un motor (Fig. 1.4). La carcasa de la bomba incluye un sector de succión o baja presión y uno de impulsión o de alta presión; además soporta los cojinetes y aloja el el rotor. La carcasa debe empaquetarse alrededor del eje para evitar fugas externas (ver 'sello' en la Fig. 1.4). El motor, generalmente eléctrico (Fig. 1.4), entrega la potencia mecánica al eje, que hace girar el rotor.

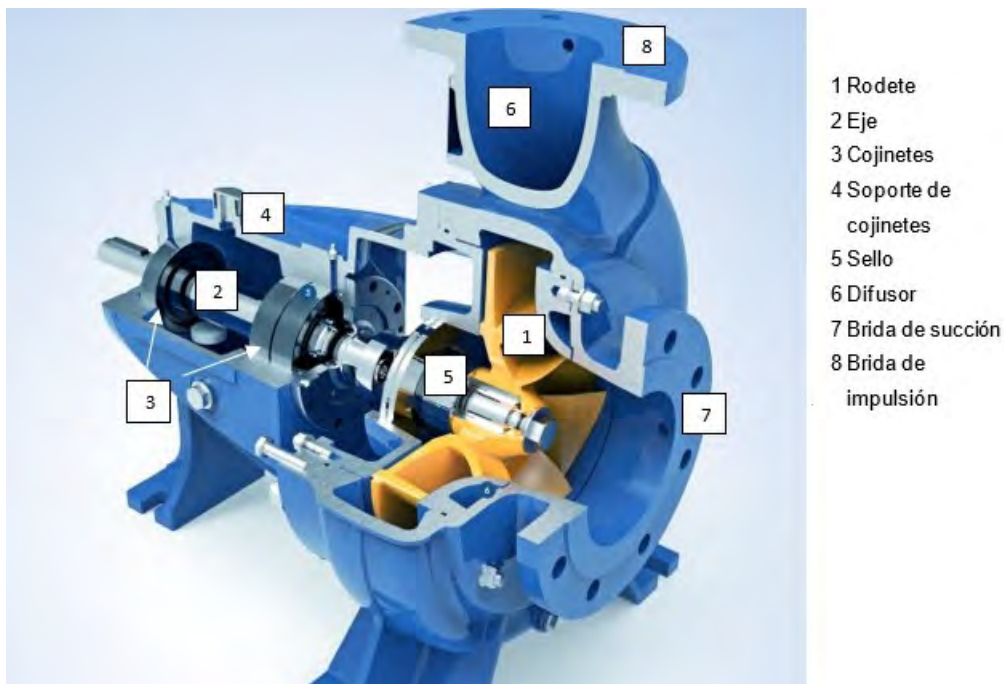


Figura 1.3: Componentes de una bomba centrífuga (fuente: <https://bit.ly/3u511ZJ>)

El líquido ingresa al impulsor o rodete y los álabes le confieren cantidad de movimiento angular a medida que avanza hacia el interior de este. Los álabes del rotor o impulsor y las paredes laterales del mismo, o cubiertas, forman los canales por donde se dirige el caudal desde el lado de succión hacia el lado de impulsión. Como resultado de la acción del impulsor, el líquido sale de él a una mayor presión y velocidad que la existente en su entrada ingresando a la cámara espiral, voluta o difusor (Figs. 1.3 a 1.5), donde la velocidad se convierte parcialmente en presión antes de salir a través de la brida de descarga.

Las bombas centrífugas, en general, están equipadas con un difusor, el cual puede tener paletas para redireccionar el flujo o no. En el difusor se transforma parte de la energía cinética

en la salida del impulsor en presión estática. La geometría consiste en un canal en forma de espiral de área de sección transversal creciente cuyo propósito es recoger el flujo del difusor (o impulsor) y entregarlo a la tubería de salida y a la vez lograr que, al disminuir la velocidad, aumente la presión interna antes de empalmarse con la tubería de impulsión. La energía cinética disponible en la entrada al difusor de una bomba es del orden del 50 % o más de la energía total entregada por el impulsor, lo cual explica la importancia del difusor en reconvertir parte de esta energía cinética en presión (Dixon, D. L., 2014) a partir de un diseño adecuado, que evite las pérdidas por despegamiento propias en los escurrimientos en geometrías divergentes.



Figura 1.4: Grupo motobomba (bomba y motor) (fuente: <https://bit.ly/3bJKT9M>)

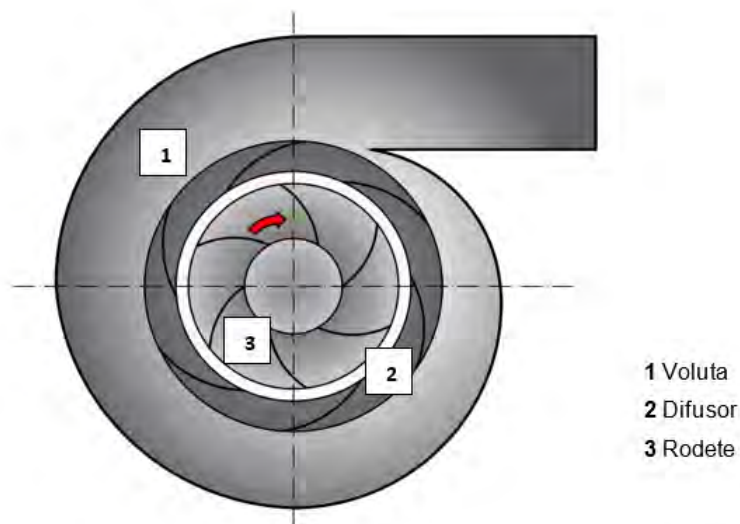


Figura 1.5: Componentes de una bomba centrífuga

Clasificación de las bombas según dirección del flujo

Las TMH (bombas, turbinas y ventiladores) poseen un rotor, compuesto por una sucesión de álabes (Figs. 1.6 y 1.7, en amarillo), cuya rotación es lo que permite la transferencia de momento cinético al fluido. El rotor es el órgano central de la TMH y su diseño es diferente de acuerdo con

la relación salto del impulsión – caudal para la cual se aplica, buscando que la transformación de energía sea lo más eficiente posible. En el caso de las bombas rotodinámicas el flujo recibe la energía que le entrega el rotor al girar gracias a disponer de un torque mecánico en el eje. El torque mecánico es provisto por un motor eléctrico que gira a una cierta velocidad, que será constante o podrá variarse, en caso de tener variador de la velocidad angular, con variación de la frecuencia o de la corriente.

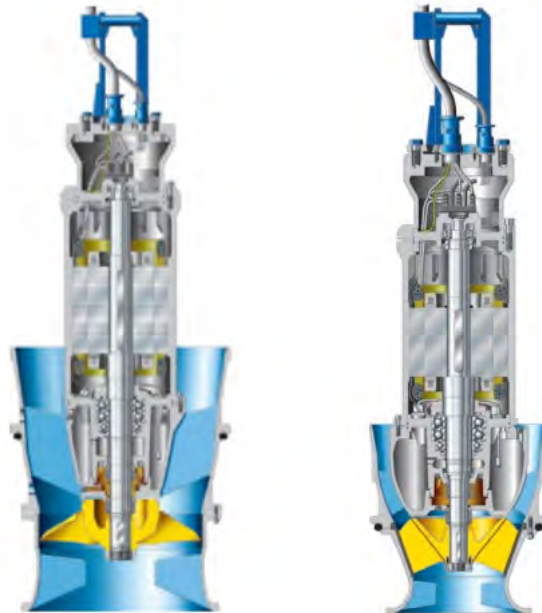


Figura 1.6: Clasificación de los rodets (en amarillo) según la dirección del flujo: a) axial; b) diagonal (fuente: <https://bit.ly/3fAawL8>)

Teniendo como referencia la dirección del eje de rotación y cómo son las trayectorias del flujo respecto a él, los rodets o impulsores se clasifican en: axiales, diagonales, mixtos y radiales (Figs. 1.6 y 1.7). Considerando una trayectoria de flujo que atraviesa el rotor como curva de revolución -es decir, que define una superficie que contiene a todas las trayectorias idénticas- se pueden diferenciar las formas que adoptan estas superficies de escurrimiento según sean rodets de diseño radial, mixto o axial, como se muestra en la Fig. 1.8. En los rodets radiales, se asume que las trayectorias se desarrollan en planos perpendiculares al eje, de manera que no hay componentes en la dirección axial (Fig. 1.8a). En el otro extremo, para los rodets axiales, las trayectorias evolucionan en superficies cilíndricas, concéntricas con el eje de rotación, de manera que no hay componentes radiales en el escurrimiento a través del rodete (Fig. 1.8b).

En los rodets denominados diagonales, las trayectorias se desarrollan en superficies cónicas (Fig. 1.8c) y en los llamados de flujo mixto o tipo Francis, las superficies que contienen las trayectorias son hiperboloides de revolución (estas superficies no son desarrollables), como lo muestra la Fig. 1.8d. En el caso de los diseños diagonales y de flujo mixto o Francis, cada punto de la trayectoria presenta componentes tangenciales, radiales y axiales. La descripción realizada supone que el escurrimiento es unidimensional, lo cual, a los fines descriptivos de la clasificación de los diseños, se considera una hipótesis adecuada (en la realidad se presentan componentes tridimensionales de diferente magnitud de acuerdo al diseño y al punto de operación de la

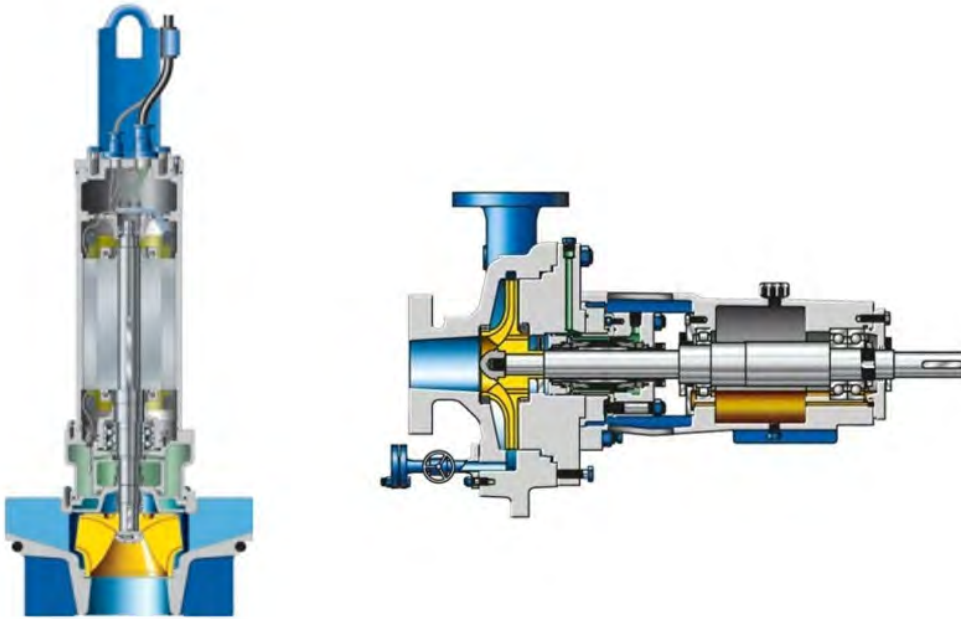


Figura 1.7: Clasificación de los rodetes (en amarillo) según la dirección del flujo: a) mixto b) radial (fuente: <https://bit.ly/3oxu3A9>)

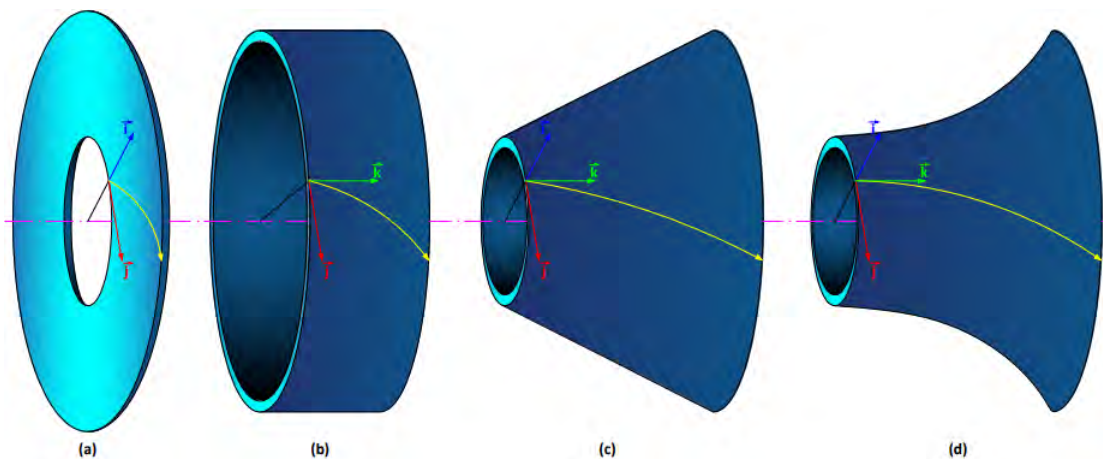


Figura 1.8: Superficie de escurrimiento meridiana que contiene la trayectoria: a) radial; b) axial; c) diagonal; d) mixta

bomba).

Es habitual asociar la geometría con un parámetro característico de las turbomáquinas hidráulicas, que es el número específico de caudal como parámetro de clasificación (también llamado velocidad específica):

$$n_q = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H_u^{\frac{3}{4}}} \quad (1.1)$$

En esta ecuación, el número de vueltas n se expresa en rpm, el caudal, en m^3/s y el salto H_u , en m.

Otras clasificaciones de bombas centrífugas

Las bombas también se pueden diferenciar según sean: de impulsor cerrado o abierto (Fig. 1.10), de un solo paso o de múltiples rodetes (Fig. 1.11a) y c) respectivamente) o de simple o

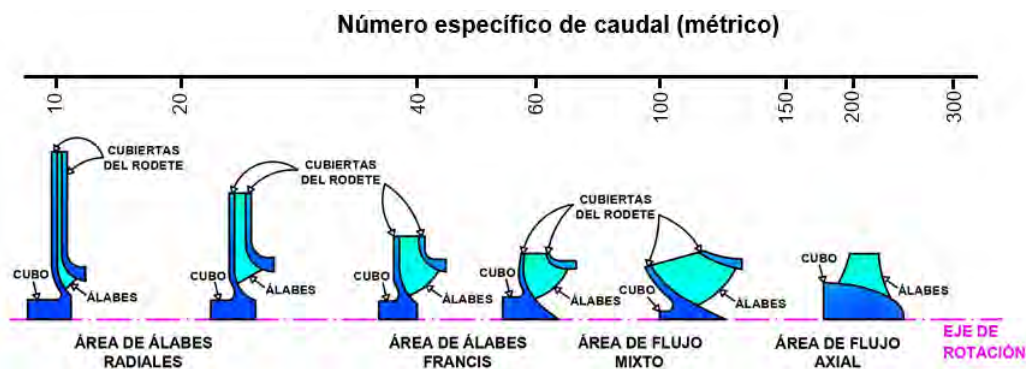


Figura 1.9: Velocidad específica para distintos diseños de rotores

doble succión (Fig. 1.11a) y b) respectivamente). La diferenciación entre impulsores cerrados o abiertos corresponde a los rodetes diagonales y mixtos, ya que los axiales son siempre abiertos. Se llama abierto al rodete que tiene los álabes en voladizo, diferenciándolo del cerrado, que es cuando los álabes están fijados en ambos extremos (tapa superior y tapa inferior o corona). Los rodetes abiertos son recomendables cuando se bombean líquidos con materiales en suspensión, reduciendo la posibilidad de obstrucciones. En el caso de las bombas que tienen un solo rodete, o las que tienen un arreglo de rodetes en serie, acoplados al mismo eje, la función de este arreglo es incrementar el salto de impulsión, cuando un solo rodete no es suficiente para un determinado caudal.

La clasificación de simple o doble succión, se refiere a que hay diseños en los cuales el caudal ingresa por dos secciones opuestas diametralmente (mitad por cada sección) y luego de atravesar el impulsor, que también está separado en dos partes, el caudal se unifica en la cámara difusora. Este diseño tiene ventajas respecto al de simple succión tanto desde el punto de vista mecánico, como también desde el punto de vista hidráulico (menor riesgo de cavitación y mayor rango de funcionamiento estable), aunque su diseño es más complejo y resultan más caros que los de simple succión.

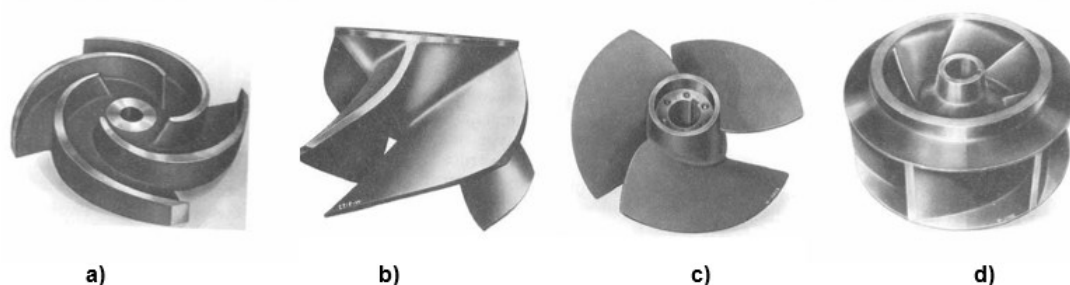


Figura 1.10: Rodetes abiertos (a, b y c) y cerrado (d)

Otras clasificaciones tienen en cuenta si las bombas están diseñadas para ser sumergidas en una cámara o cisterna, a las que se llama 'de cámara húmeda' (las de la Fig. 1.11 son de este tipo, se instalan como se ve en la Fig. 1.12) diferenciadas de las que se instalan 'en seco' que tienen un tramo de conducción que se conecta a la cisterna o cámara, mostradas en la Fig. 1.13), es decir, el cuerpo de la bomba no está sumergido en el agua.

También las bombas se pueden clasificar según su disposición, como de eje vertical u ho-

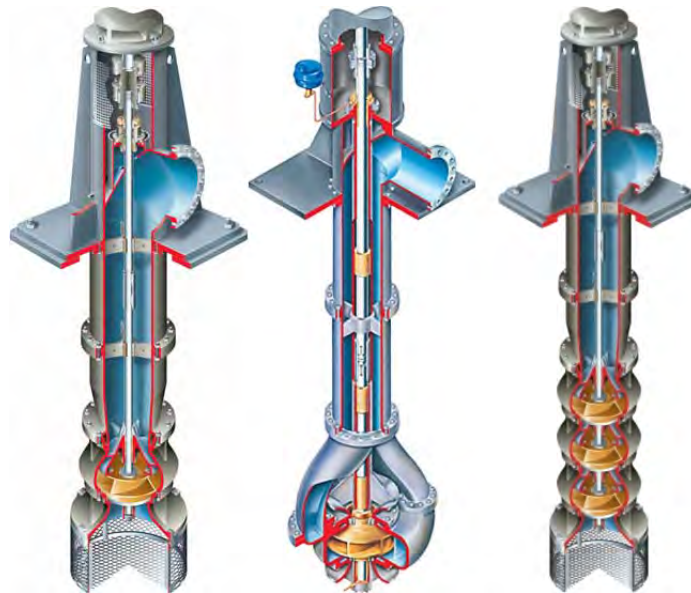


Figura 1.11: Bombas de: a) succión simple–una etapa; b) doble succión–una etapa; c) succión simple–multietapa (fuente: <https://bit.ly/3v6zNmQ>)

rizantal. El motor puede instalarse sumergido (Fig. 1.12a) lo cual permite una reducción de la obra respecto de los instalados en seco (Fig. 1.12b), aunque con una tecnología más compleja y consecuentemente menos económica.

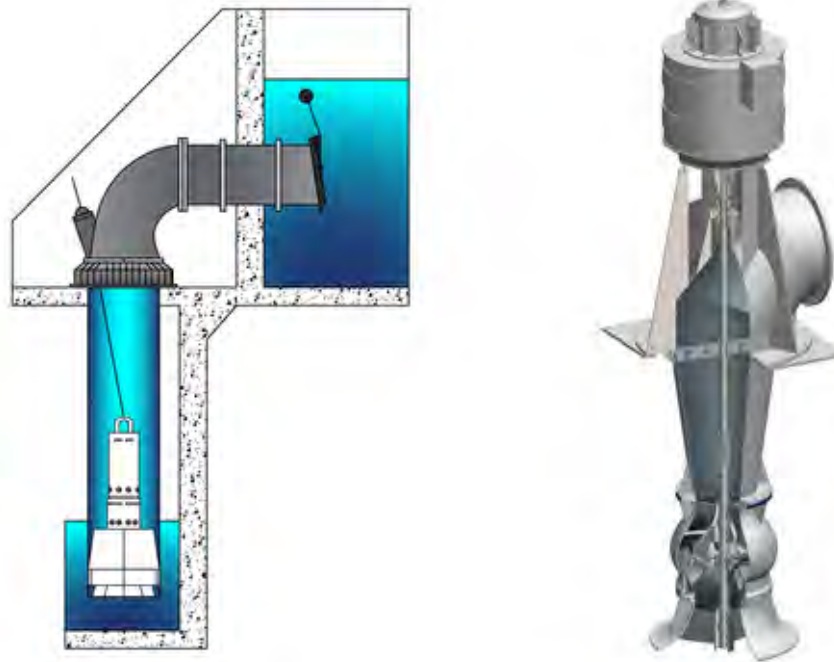


Figura 1.12: Bomba submergible de eje vertical: a) motor sumergido; b) motor en seco (fuente imagen b: <https://bit.ly/3fxL1tX>)

Un tipo especial de las bombas verticales multietapas son las diseñadas para pozos profundos (Fig. 1.14), en las cuales el motor tiene un diseño específico para este tipo de bombas, con un diámetro similar al de los impulsores. Al instalarse, quedan dispuestas como se ve en la misma figura. Estas bombas permiten extraer agua de napas de distinta profundidad, de allí la necesidad de la cantidad de etapas.

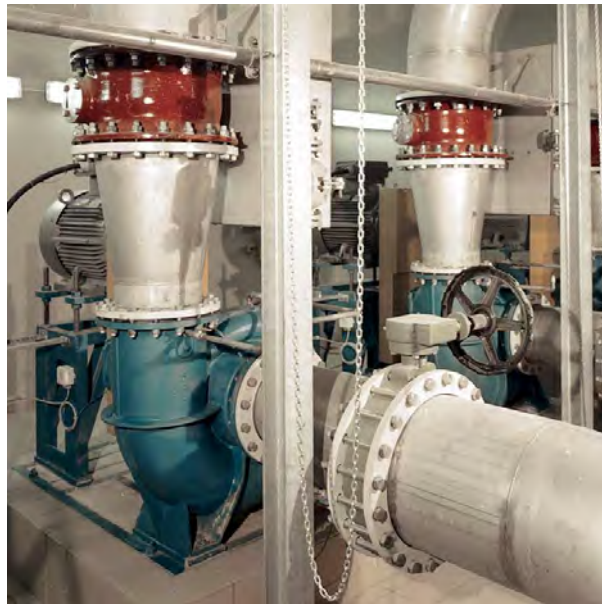


Figura 1.13: Bombas de cámara seca y eje horizontal (fuente: <https://bit.ly/3yC3jDc>)

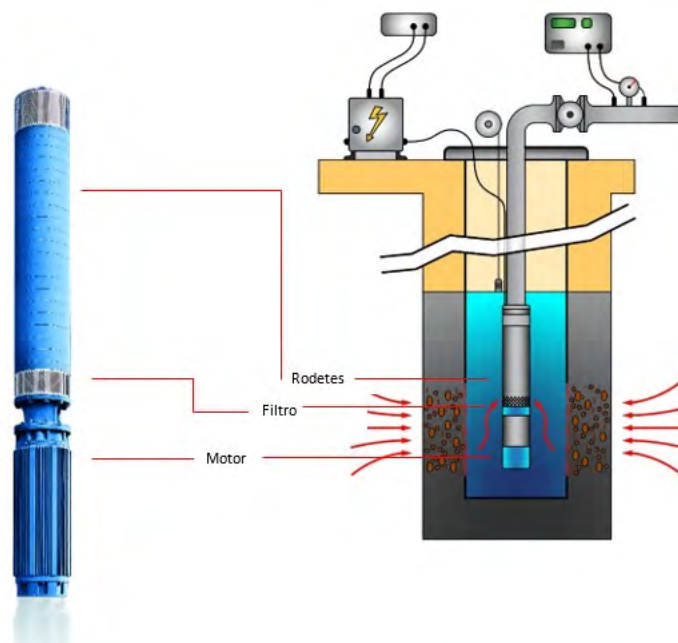


Figura 1.14: Bombas de pozo profundo (fuente: <https://bit.ly/3hTTc6T>)

Parámetros básicos de operación de una bomba

En esta sección, se mencionan algunas de las variables de operación que con más frecuencia se encuentran en el análisis de estaciones de bombeo y acueductos, las unidades con las que suelen expresarse y sus interrelaciones (cuadro 1.1).

Se ahondará luego en aquellas de carácter ineludible; a saber, el salto útil, el caudal y la potencia hidráulica.

Cuadro 1.1: Variables significativas y sus unidades

| Nombre | Símbolo | Unidad | Dependencia |
|-----------------------------------|----------|-------------------|--------------|
| Salto útil | H_u | m | |
| Caudal | Q | m ³ /s | |
| Torque | T | kNm | |
| Velocidad de rotación | n | rpm | |
| | ω | Hz | $= \pi n/30$ |
| Potencia hidráulica | P_h | kW | $= gH_u Q$ |
| Potencia mecánica | P_m | kW | $= T\omega$ |
| Potencia eléctrica | P_e | kW | |
| Rendimiento hidráulico | η_h | - | |
| Rendimiento mecánico | η_m | - | |
| Rendimiento eléctrico (del motor) | η_e | - | |

Salto útil

Es la magnitud que se obtiene como diferencia entre las energías totales por unidad de peso H_2 y H_1 , calculadas en las respectivas secciones de salida (2) y entrada (1) a la bomba (Fig. 1.15) expresadas en unidades de longitud.

$$H_u = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z_2 - z_1 \quad (1.2)$$

El salto útil, representado con líneas de energía, se indica en la Fig. 1.16 para una bomba intercalada en una conducción y expresa la energía específica recibida por el fluido por la impulsión de la bomba. La ordenada marcada como H_u se indica como la diferencia entre las líneas de energía total (LET) entre la salida y la entrada a la bomba.

Cuando se trata de una bomba sumergible de eje vertical, como la que se indica en la Fig. 1.17, el rotor se ubica próximo a la toma abocinada y la provisión de la bomba incluye el tubo de impulsión acodado. En estos diseños, el salto útil se define como la diferencia de energía entre la sección final del codo y la superficie libre del recinto de succión, cámara o cisterna (Stepanoff, 1957), a menos que en las especificaciones particulares de la bomba, o en la norma utilizada, se indique de otra forma. Nótese que las pérdidas en la campana de succión y las correspondientes a la tubería de impulsión se consideran parte del diseño de la bomba, por lo cual, el proveedor

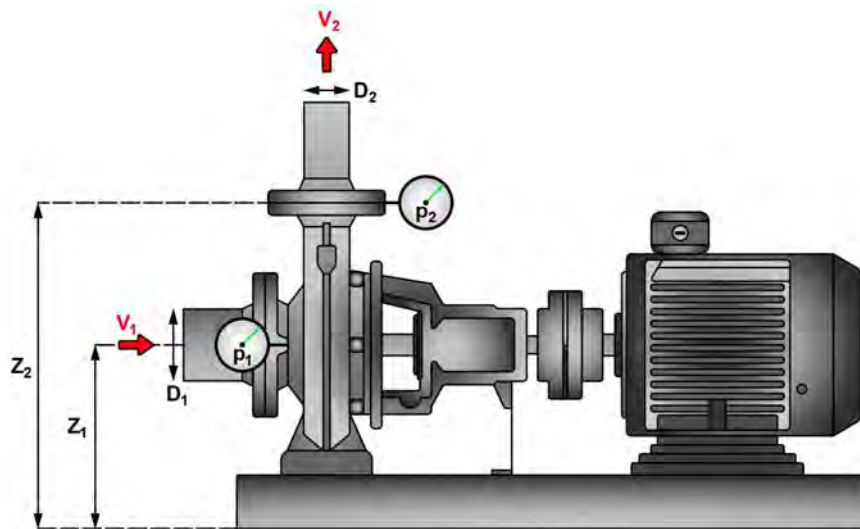


Figura 1.15: Medición del salto útil

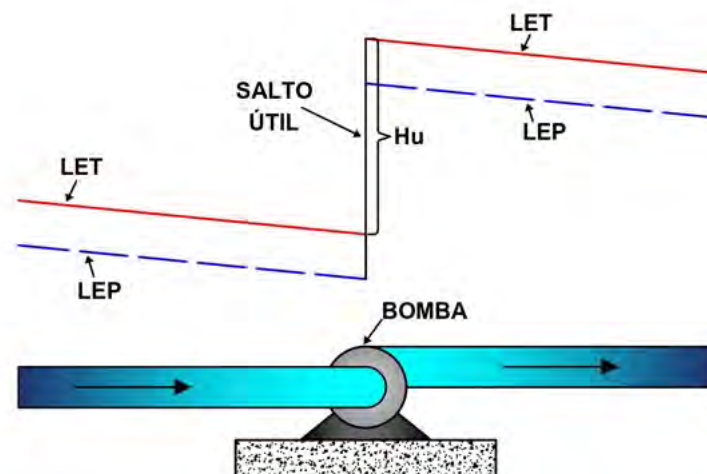


Figura 1.16: Medición del salto útil en bomba en línea

de la bomba deberá tenerlas en cuenta cuidadosamente para maximizar el salto de impulsión de la bomba, que es un resultado del diseño del conjunto.

Potencia hidráulica

Partiendo de la ecuación de Bernoulli de conservación de la energía, se puede expresar la altura de energía específica de la Ec. 1.2 como el cociente entre la energía (E) y el peso (γV , donde V es el volumen)

$$H_u = \frac{E}{\gamma V} \quad (1.3)$$

Procesando la ecuación a partir de la derivada respecto al tiempo de la energía y del volumen, se encuentra la potencia hidráulica entregada por la bomba, expresada en función del peso específico, el caudal y el salto útil.

$$E = \gamma H_u V \quad (1.4)$$

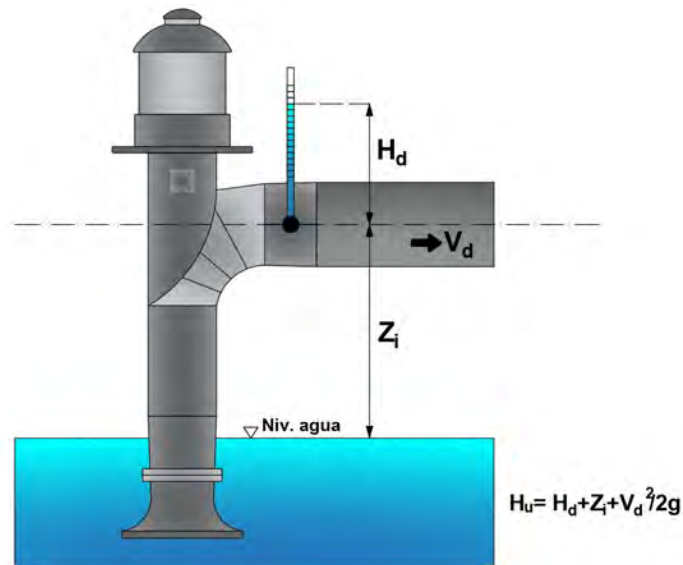


Figura 1.17: Medición del salto útil en bomba sumergible

Luego:

$$P_h = \frac{dE}{dt} = \gamma H_u \frac{dV}{dt} = \gamma H_u Q \quad (1.5)$$

En vista de que $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ para el agua a $3,8^\circ$, cuando se expresa en unidades del Sistema Internacional, la potencia resulta:

$$P_h = 1000gH_uQ \quad (1.6)$$

Y, dado que los órdenes de magnitud de la potencia asociada a instalaciones hidromecánicas es de miles de vatios, resulta, por lo usual, preferible emplear el kilovatio como su unidad de medida, en cuyo caso, el valor numérico puede calcularse simplemente por la Ec. 1.7:

$$P_h = gH_uQ \quad (1.7)$$

El rendimiento (variable entre 0 y 1) provee una medida cualitativa de la eficiencia con que se produce la transformación de una cierta clase de potencia en otra. Así, por ejemplo, el rendimiento hidráulico, η_h , da cuenta de las pérdidas volumétricas y de carga por fugas y recirculación en la transferencia de la potencia mecánica y el rendimiento mecánico, η_m , la disipación de energía en acoplamiento del eje/cojinetes. Más adelante se describirá con mayor detalle el origen y la composición de las pérdidas que dan lugar a los rendimientos.

La potencia hidráulica es el resultado de la transformación desde la potencia eléctrica que toma el motor hasta la obtenida finalmente en forma de potencia hidráulica. O sea:

$$P_h = \eta_e \eta_h \eta_m P_e \quad (1.8)$$

Donde $\eta_T = P_h/P_e$ representa el rendimiento del conjunto o grupo motobomba.

Las bombas de menor tamaño (uso doméstico), tienen rendimientos del grupo motobomba muy bajos, del orden del 50 % o aún menos. Cuanto mayor es el tamaño de la bomba mayores son los rendimientos, que llegan a valores del orden del 85 % cuando los caudales son de varios

metros cúbicos por segundo.

Las bombas de uso comercial en general están accionadas por motores asincrónicos, cuya velocidad de rotación depende de la cantidad de pares de polos del motor. Los dos elementos más importantes de los motores asincrónicos son el estator y el rotor. El estator se encuentra fijado en la carcasa del motor y no tiene movimiento. En el mismo se coloca un bobinado o devanado trifásico desfasado 120° en el espacio. El rotor es un cilindro que se coloca dentro del estator y que tiene la posibilidad de rotar. El devanado del estator es alimentado por un sistema trifásico, lo cual induce un campo magnético giratorio dentro del motor. El campo magnético creado induce la aparición de una fuerza electromotriz (ley de Faraday) que crea una corriente en las barras del rotor. Luego, de la interacción entre esta corriente creada en el rotor y el campo magnético rotante, surge la fuerza que aparece en el rotor y que lo hace girar. La denominación de asincrónicos se debe a que siempre hay un retraso en la velocidad de giro del rotor respecto a la velocidad sincrónica, es decir aquella que está en sincronismo con la frecuencia de la red eléctrica, que en nuestro país es 50 Hz.

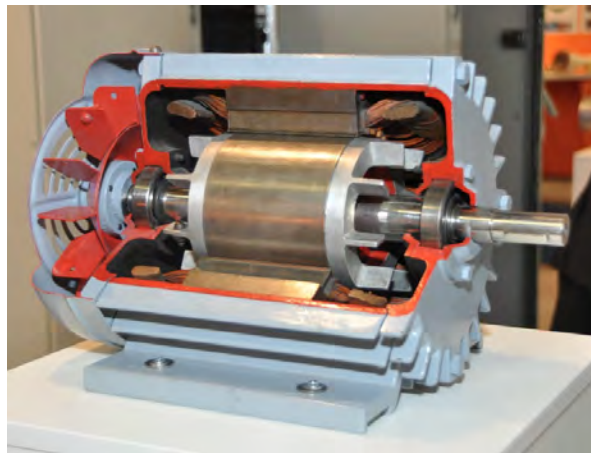


Figura 1.18: Motor asincrónico (fuente: <https://bit.ly/2Sfn7v6>)

En el Cuadro 1.2 se indican los valores de la velocidad de giro en rpm para distinta cantidad de polos y dos valores de frecuencia: 50 Hz, que es la frecuencia de la corriente alterna utilizada en el sistema de distribución de nuestro país; y 60 Hz, que se utiliza en otros países.

Cuadro 1.2: Velocidad angular en función de la frecuencia de corriente y el número de polos

| Frecuencia \ Nro. de polos | Nro. de polos | | | | | | | |
|----------------------------|---------------|------|------|-----|-----|-----|-----|--|
| | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | |
| 50 Hz | 2900 | 1450 | 960 | 725 | 580 | 480 | 415 | |
| 60 Hz | 3500 | 1750 | 1160 | 875 | 700 | 580 | 500 | |

Referencias

Dixon, S.L. (2014). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Seventh Edition*. Oxford: Butterworth-Heinemann Jones, Garr M., (2008). *Pumping Station Design*. Oxford:

Butterworth-Heinemann.

Engeda, A. (1998). *Early Historical Development of the Centrifugal Impeller*. New York: ASME

Karassik, I.J., Messina, J.P., Cooper, P., Heald, C.C. (2001). *Pump Handbook, 3rd ed.*. New York: McGraw-Hill.

Mataix, C. (1982). *Turbomáquinas hidráulicas*. Madrid: Harla.

Stepanoff, A.J. (1957). *Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application*. New York: John Wiley and Sons.

Van Esch, B.P.M. (1997). *Simulation of three-dimensional unsteady flow in hydraulic pumps - Thesis University of Twente*. Enschede: Febodruk B.V.

Se han citado, a lo largo del capítulo, enlaces a distintas *webpages*. Se listan a continuación, junto con los sitios principales de las cuales fueron obtenidas y la fecha de acceso:

- Fig. 1.3: <https://bit.ly/3u511ZJ> en <https://www.andritz.com>. Obtenido el 20/05/2021
- Fig. 1.4: <https://bit.ly/3bJKT9M> en <https://www.pedrollo.com>. Obtenido el 20/05/2021
- Fig. 1.6: <https://bit.ly/3fAawL8> en <https://www.ksb.com>. Obtenido el 20/05/2021
- Fig. 1.7: <https://bit.ly/3oxu3A9> en <https://www.ksb.com>. Obtenido el 20/05/2021
- Fig. 1.11: <https://bit.ly/3v6zNmQ> en <https://www.flowserve.com>. Obtenido el 20/05/2021
- Fig. 1.12: <https://bit.ly/3fxL1tX> en <https://www.sulzer.com>. Obtenido el 20/05/2021
- Fig. 1.13: <https://bit.ly/3yC3jDc> en <https://www.sulzer.com>. Obtenido el 20/05/2021
- Fig. 1.14: <https://bit.ly/3hTTc6T> en <https://www.andritz.com>. Obtenido el 20/05/2021
- Fig. 1.16: <https://bit.ly/2Sfn7v6> en Wikimedia Commons Autor: S.J. de Waard. Obtenido el 20/05/2021

CAPÍTULO 2

Curvas características y similitud

*Mauricio Angulo, Mercedes del Blanco, Cecilia Lucino
y Sergio Liscia*

Introducción

Las curvas características de las bombas se llaman así porque son particulares o propias de cada diseño y tienen por finalidad mostrar el rango de utilización de la bomba expresado en sus variables de operación y de diseño: salto, caudal, potencia, número de vueltas, diámetro, rendimiento, y otras variables relacionadas con la cavitación que se presentarán en el Capítulo 4. Estas curvas son obtenidas experimentalmente, aunque un abordaje teórico también permite representarlas con distinto grado de exactitud según los modelos matemáticos que se utilicen (Capítulo 5). En la práctica –y principalmente para las bombas de fabricación estandarizada– las curvas características se obtienen por medición en bancos de ensayos de bombas. Estas curvas

son necesarias para la selección e instalación de las bombas, junto con las curvas características de la instalación donde se ubicarán, cuyo tratamiento también será incluido en este capítulo. Las curvas características de la instalación dan cuenta de las particularidades energéticas y de demanda de caudales del sistema hidráulico en cuestión.

Por otra parte, la teoría de la similitud permite encontrar condiciones de operación semejantes u homólogas a las de diseño, representando un recurso muy utilizado para seleccionar las curvas características que mejor se ajusten a los requerimientos de las instalaciones.

Curvas características de las bombas

La curva característica más importante de una bomba es la que indica la energía por unidad de peso o salto útil, H_u (expresado en unidades de kgm/kg o m), entregado por la misma al líquido bombeado en función del caudal impulsado, llamada curva $H - Q$ de la bomba. También acompañan a esta curva, con el mismo eje de referencia del caudal, las curvas de potencia y de rendimiento (Fig. 2.1). Generalmente los diseños ofrecidos corresponden a series estandarizadas, donde el fabricante provee además el motor, de manera que el rendimiento que se presenta es del conjunto motor-bomba (rendimiento total). Consiguientemente, la potencia que presentan asociada a cada grupo motobomba es la potencia eléctrica. Para bombas de gran tamaño la información ofrecida puede no incluir el motor y en ese caso es presentada la potencia mecánica y el rendimiento es el hidráulico (en cada caso debe verificarse en los datos que provee el fabricante). Si se considera el conjunto motor-bomba, la potencia que se lee en los gráficos es la potencia eléctrica consumida. La potencia hidráulica entregada por la bomba a fin de impulsar un caudal de funcionamiento Q_f se obtiene a partir del salto útil que se lee en la curva $H - Q$ para el caudal de funcionamiento correspondiente.

$$P_h = \gamma Q_f H_u \quad (2.1)$$

Para conocer los valores de operación, para un caudal dado, se intercepta la curva de salto, potencia o rendimiento para un cierto caudal y se lee el valor de la variable correspondiente en la escala principal o secundaria. También se incluye dentro de las curvas características la llamada curva de $ANPA$ requerido de la bomba ($ANPA_r$) -referida a la cavitación- que no se ha representado en la Fig. 2.1, dado que este tema será tratado en el Capítulo 4 del presente libro.

Cabe aclarar que en todos los casos nos referiremos a instalaciones donde el fluido bombeado es agua, por lo que si se pretende trabajar con un fluido con una densidad diferente hay que tener en cuenta que las curvas $H - Q$ de la bomba no se ven modificadas, dado que el salto útil H_u , como ya se expuso anteriormente, es energía por unidad de peso. No es así para el caso de la curva de potencia consumida, donde dicha curva se ve modificada si el peso específico del fluido es distinto al del agua. El rendimiento, dado que $\eta = P_h/P_e$ es independiente de la densidad del fluido bombeado.

Un caso usual en establecimientos industriales es la necesidad de bombear líquidos con una viscosidad diferente a la del agua, en tal caso las curvas características de la bomba deberán

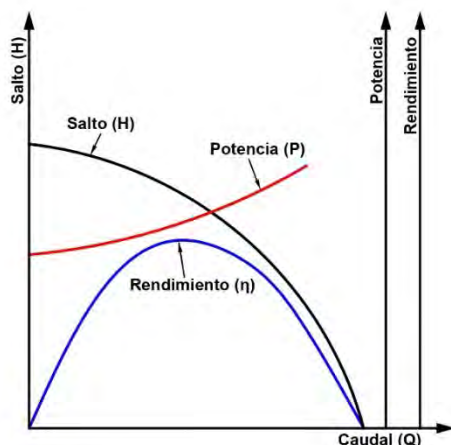


Figura 2.1: Curvas características de una bomba $H(Q)$, $P(Q)$ y $\eta(Q)$

ser redeterminadas. Existen métodos experimentales propuestos en normativas que permiten obtener las nuevas curvas (ANEXO G-ISO 9906, 1999), a la vez que fabricantes de bombas proponen sus propios ábacos de corrección.

Siguiendo con lo presentado en el Capítulo 1, donde se expuso que el número específico de caudal (Ec. 2.2) es un parámetro de clasificación (velocidad específica) para las bombas, en la Fig. 2.2 se presentan curvas características de $H(Q)$, $P(Q)$ y $\eta(Q)$ para el rango de diseños de rotores desde muy radiales o centrífugos (Fig. 2.2a) hasta axiales (Fig. 2.2c), pasando por rodetes de flujo mixto (Fig. 2.2b), y su rango de números específicos asociados (en unidades del SI).

$$n_q = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H_u^{\frac{3}{4}}} \quad (2.2)$$

La forma de la curva de potencia depende del diseño, como se muestra en la Fig. 2.2a) para las bombas radiales, que tienen una tendencia de variación monótona creciente, mientras que las axiales (Fig. 2.2c), presentan formas con cambios de pendiente significativos. También hay diferencias en las condiciones de operación a caudal nulo: para las bombas radiales en esta condición de operación se consume la menor potencia, comparada con la de caudales mayores, mientras que lo opuesto ocurre para las axiales. Caudal nulo es la situación en la que se arranca la bomba cuando está cerrada la válvula de impulsión (a la salida de la bomba), entonces el flujo recircula en la bomba disipando la energía entregada en pérdidas (finalmente, en calor).

Las curvas características ($H - Q$, $P - Q$ y $\eta - Q$) para cada diseño, o para cada número específico, se presenta en la Fig. 2.3 abarcando diseños desde radiales a axiales. Estos gráficos se presentan de forma adimensional tomando como referencia las relaciones Q/Q_n (caudal sobre caudal nominal o de diseño), H/H_n (salto sobre salto nominal o de diseño), P/P_n (potencia sobre potencia nominal) y para el caso de la curva de rendimiento se presenta como porcentaje del rendimiento nominal o de diseño. Así presentadas, se observa que al estar todas superpuestas, coinciden para el punto nominal, pero se apartan para los valores caudales, saltos, potencias y rendimientos mayores y menores que los nominales.

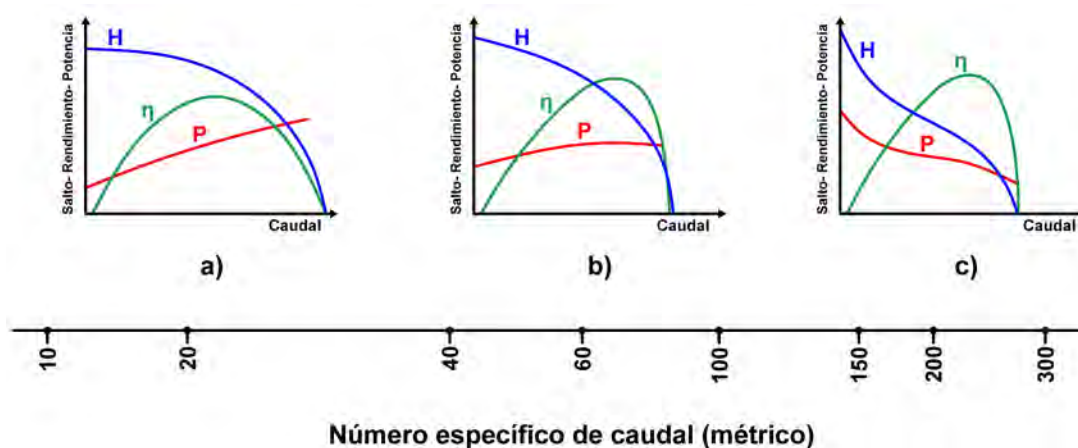


Figura 2.2: Curvas características de bombas de flujo (a) radial, (b) mixto y (c) axial, según su número específico

Se observan siete curvas, correspondiendo la curva 1 a valores de número específico (n_q) bajos coincidentes con un diseño de bomba radial o centrífuga y la curva 7, en su extremo, para altos números específicos y diseño axial. En particular, las bombas mixtas de alto número específico y axiales -de números específicos altos- son las que presentan curvas con mayor amplitud de variación porcentual en el salto, respecto del nominal (curva 7), para un caudal dado. Esto mismo ocurre con la variación de la potencia, pero, además, puede observarse que para valores de potencia correspondientes al arranque con válvula cerrada (potencia para caudal cero) los valores correspondientes a bombas axiales pueden ser del orden de 2 a 3 veces mayores que los correspondientes al punto de diseño, mientras que en las bombas centrífugas este valor puede ser del orden de la mitad. Esta particularidad debe ser tomada en cuenta, por un lado, en la selección del motor, si es que se provee en forma separada de la bomba y, por otra parte, durante la operación, hace recomendable optar por hacer el arranque de las bombas axiales a válvula de impulsión abierta, de modo de evitar estos picos de consumo de potencia a caudal cero. Lo contrario se recomienda para las bombas cuyo diseño se asemejan a la de la curva 1 (radiales o centrífugas), para las cuales es conveniente hacer el encendido con la válvula de impulsión cerrada. Igual atención se deberá tener para el caso de apagado de las bombas, contribuyendo además a minimizar los efectos de golpe de ariete.

En el caso de las bombas de doble succión, de igual rango de aplicación que las axiales, este diseño particular hace que las curva características se parezcan más a las de flujo mixto y radial, con menor aumento del salto y de la potencia a caudales reducidos.

Curva característica del sistema

La curva característica del sistema tiene en cuenta toda la energía que debe disiparse para que se satisfaga la condición de operación deseada. Están, por un lado, las pérdidas de carga del sistema (J), que se refieren a la energía disipada por fricción viscosa para distintos valores de caudal. Para la solución de los problemas relacionados con sistemas de bombeo, es usual representar gráficamente esta curva cuya forma es aproximadamente cuadrática para tener una apreciación del rango en el que opera la bomba. Cuando se trata de flujos con valores de número

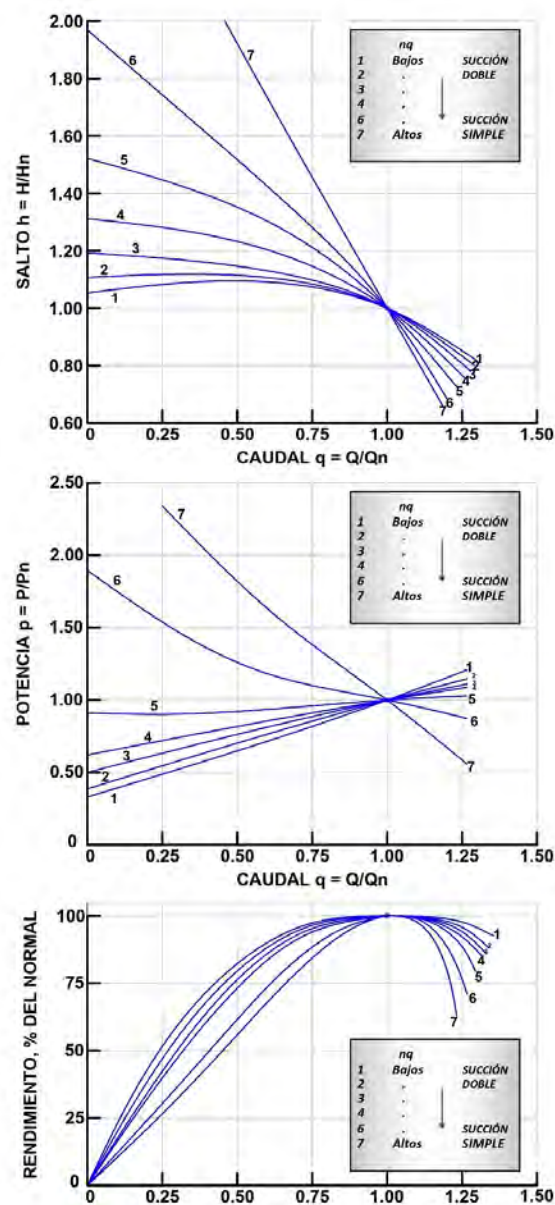


Figura 2.3: Curvas características adimensionales de distintas bombas

de Reynolds muy variables, como es el caso de los acueductos que tienen etapas de operación con caudales muy distintos, no se puede asumir un valor único de coeficiente de fricción y debe recalcularse la curva del sistema para distintos caudales de operación.

El cálculo de las pérdidas de carga se realiza con el conocimiento de las características de las tuberías y de los accesorios (válvulas, codos, contracciones, etc.). Por lo tanto, la curva responderá a la realidad en tanto la información sea correcta para las instalaciones nuevas. Sin embargo, si se tiene en cuenta que a lo largo de la vida útil habrá un deterioro de las conducciones, que influirá en los coeficientes de pérdidas de carga, la curva se irá apartando de la inicial a lo largo de los años. Se destaca que, cuando se analiza el sistema de bombeo, se deben considerar todas las pérdidas de carga, tanto las del lado de succión de la bomba (J_S), como las del lado de impulsión (J_I).

No se tienen en cuenta en la determinación de la curva del sistema las pérdidas del tramo de la bomba comprendido entre la brida de entrada hasta la brida de salida (o su equivalente en

el caso de no ser bridadas), dado que estas pérdidas están incluidas en el propio rendimiento hidráulico de la bomba (η_h).

En la Fig. 2.4 se presentan dos instalaciones de bombeo, una donde se bombea de un tanque 1 (o cisterna) de succión inferior a otro tanque elevado 2, estando ambos a presión atmosférica (Fig. 2.4a), mientras que la instalación de la Fig. 2.4b) bombea a un tanque 2 sometido a una presión mayor a la atmosférica. En ambos casos se representan la línea de energía total (LET) y la línea de energía piezométrica, siempre referidas a un plano de referencia y relativas a la presión atmosférica.

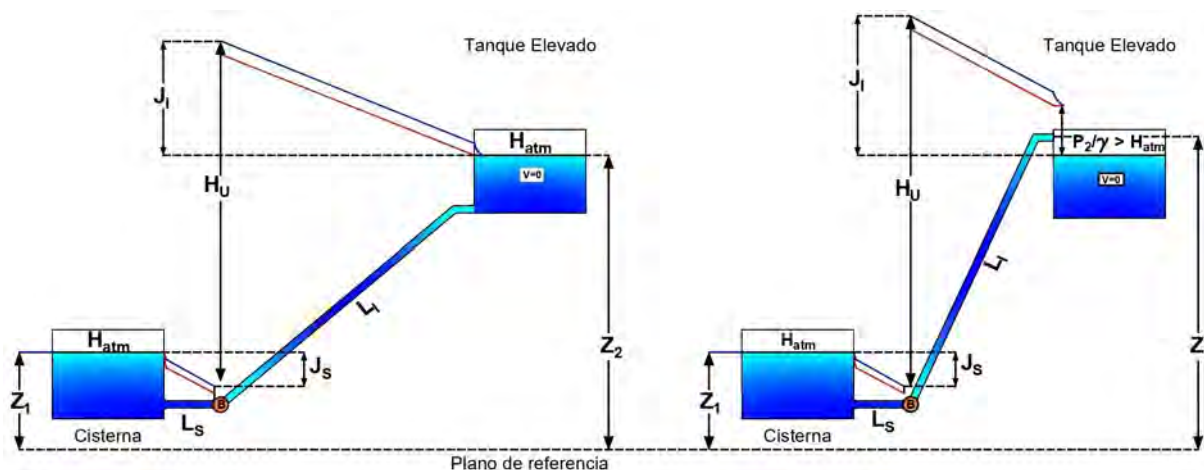


Figura 2.4: Esquema de una instalación. Líneas de energía: a) Descarga a presión atmosférica; b) Descarga a presión

Asumiremos que los niveles de los tanques o cisternas se mantienen constantes, de manera que estamos representando un estado de operación en régimen permanente. Desde el punto de vista de la energía requerida para que el caudal fluya desde la cisterna al tanque, se necesita vencer, además de las pérdidas de carga, el desnivel de energía dado por la diferencia de cotas de los niveles del agua en los tanques o descarga y la diferencia de presiones de estos, si es que no están ambos a la misma presión.

Observando la Fig. 2.4, puede apreciarse que la LET se inicia en el tanque o cisterna del cual se toma el caudal y, a partir de allí, se representan las pérdidas de carga (localizadas y distribuidas) correspondientes al tramo de succión. En este esquema, al estar la cisterna abierta a la atmósfera, la LET (y al ser relativa, como es considerado en la mayoría de los casos, salvo cuando se considere la cavitación) se inicia en el nivel de la superficie del agua de la cisterna. El círculo B indica la bomba, que le provoca un salto en la LET en la magnitud del salto útil. En la Fig. 2.4b) la presión mayor a la atmosférica en el tanque elevado, se indica por medio de la línea de energía piezométrica (LEP) que llega a una altura de energía dada por $z_2 + p_2/\gamma$ (p_2 relativa).

La curva característica del sistema expresa, para cada par de valores $H_{SIST} - Q$, la energía por unidad de peso (H_{SIST}) que se necesita para que se pueda impulsar dicho caudal (Q), e incluye la suma de las energías de posición (desnivel topográfico, H_T), de presión (diferencia de altura de presión entre los tanques, $\Delta p/\gamma$) y altura de pérdidas de carga totales ($J_T = J_f + J_L$):

$$H_{SIST} = \frac{\Delta p}{\gamma} + H_T + \sum J_L + \sum J_f \quad (2.3)$$

Donde $\sum J_L = \sum K_i V^2 / 2g$ representa la pérdida de carga atribuible a la suma de las i -ésimas pérdidas locales; $\sum J_f$, las pérdidas de carga friccionales, habitualmente calculadas por la fórmula de Darcy-Weisbach ($= fLV^2/2gD$); $H_T = z_2 - z_1$, la diferencia entre los niveles estáticos en los tanques; y $\Delta p/\gamma = (p_2 - p_1)/\gamma$, la diferencia de alturas de presión entre los mismos tanques.

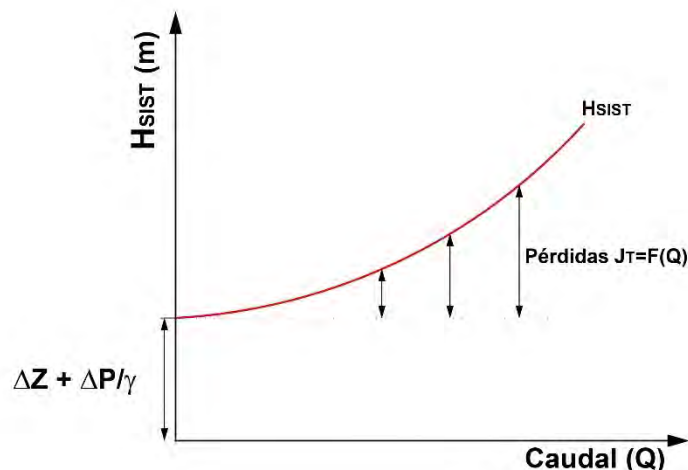


Figura 2.5: Curva característica de la instalación o sistema

La ordenada al origen es la suma de $\Delta p/\gamma + H_T$, y es positiva cuando se desarrolla contra el gradiente gravitatorio. Si el tanque de descarga y/o la diferencia de presiones fueran en el sentido de la acción gravitatoria (el tanque de descarga por debajo de la cisterna de succión), el efecto es opuesto al de la Fig. 2.4 (la ordenada al origen es negativa) y opera como una energía entregada al fluido. Este caso y otros se representan esquemáticamente en la Fig. 2.6 para el caso de tanques abiertos a la atmósfera. En la Fig. 2.6a) se presenta un caso como el considerado hasta el momento, donde el sentido del escurrimiento es contrario al del gradiente gravitatorio. El caso de la Fig. 2.6b) es el de una instalación con el nivel de los dos tanques iguales, o también podría ser un circuito cerrado, por lo que la ordenada al origen es cero. Los esquemas de las Figs. 2.6c) y d) representan instalaciones con un gradiente a favor del escurrimiento, por lo que la ordenada al origen es negativa. En estos dos últimos casos, si no hubiese bomba el caudal que se establecería es el que disipa la energía disponible, es decir el caudal donde la curva del sistema intercepta al eje de abscisas.

Determinación del caudal de funcionamiento

Teniendo en cuenta que el objetivo de la energía específica o salto útil entregado por la bomba es poder aportar la energía específica requerida para por el sistema para un cierto caudal, el punto de equilibrio se dará solamente con estos valores igualados y se determinará así el caudal de funcionamiento Q_f de la instalación. De manera que, si se superponen los comportamientos energéticos del sistema y bomba, se obtienen el salto y el caudal de funcionamiento, así como la potencia de accionamiento y por lo tanto el rendimiento asociado (Fig. 2.7).

En la Fig. 2.8 se presenta un sistema de bombeo tal que en los tanques, tanto de succión

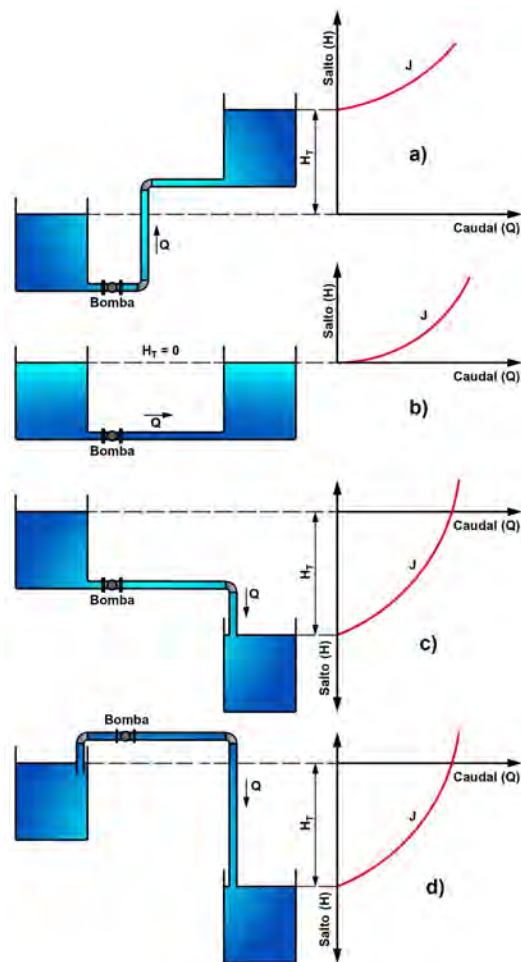


Figura 2.6: Curvas características de distintas instalaciones

como de impulsión, es posible una variación de niveles, por lo cual se tendrá una curva del sistema máxima ($H_{SIST_{max}} - Q$) y otra mínima ($H_{SIST_{min}} - Q$). Para un mismo sistema puede haber diversas bombas que nos den el caudal de funcionamiento requerido (Bombas B_1 y B_2 en la Fig. 2.8). En ese sentido, es importante conocer el rendimiento y la potencia para cada caso ya que, mayor consumo de potencia para el mismo caudal significa mayor costo en energía consumida por la bomba.

Si el sistema permite variaciones de niveles, tanto en la cisterna como en el tanque de descarga, como se ve en la Fig. 2.8, se tendrán variaciones del caudal bombeado, para distintas condiciones de operación, ya que la bomba automáticamente se ajusta a la nueva condición de energía requerida. Es necesario tener en cuenta estos aspectos al seleccionar la bomba, porque a medida que cambian las condiciones de operación del sistema, la bomba va a ir a operar a otros puntos de su curva, que pueden resultar inconvenientes por diferentes razones, como caída de rendimiento excesiva, vibraciones y desarrollo de cavitación. Como se aprecia en el esquema de la Fig. 2.8, a modo de ejemplo, para el mismo caudal de funcionamiento Q_f , el caudal mínimo para la bomba 1 será Q_1 y para la bomba 2 será Q_2 , menor que Q_1 .

Al momento de tener que elegir una bomba para nuestro sistema de bombeo, nos encontraremos con catálogos de bombas de diferentes fabricantes, cada uno de los cuales presentará sus curvas características de forma particular, pero aportando similar información, que es la nece-

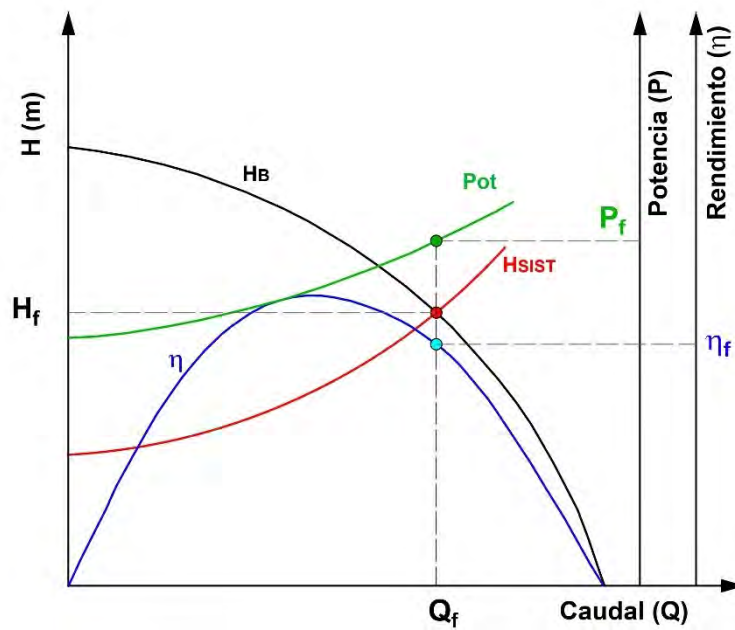


Figura 2.7: Determinación de los puntos de funcionamiento

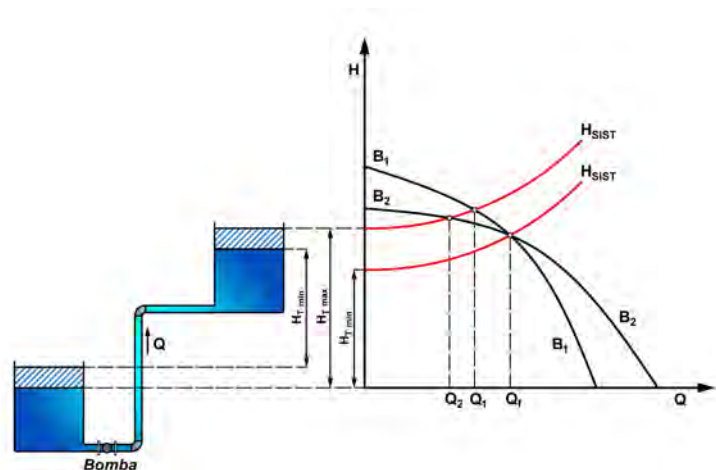


Figura 2.8: Determinación del caudal de funcionamiento

saría para la selección. Presentaremos a continuación, y a modo de ejemplo, cómo obtener los puntos de funcionamiento de catálogos de bombas para el caso de un fabricante de una bomba centrífuga. En este capítulo, como ya se expuso, no incorporaremos las curvas de ANPA requerido por cavitación que acompañan a las curvas características de $H - Q$, P y η .

En el ejemplo (Fig. 2.9) se presenta la curva característica $H - Q$ y de potencia consumida de una bomba extraída del catálogo de un fabricante, cuyo modelo y rango de funcionamientos se adaptan a las exigencias que presenta la instalación del ejemplo. Se superpone a la curva $H - Q$ de la bomba seleccionada, la curva característica del sistema en cuestión. Puede observarse que en el eje de abscisas principal se presentan los valores de caudales (Q) en una unidad, pero también se presentan en otras unidades en distintos ejes secundarios. Lo mismo ocurre con las ordenadas, tanto del salto (H) como de la potencia consumida (P), donde se presentan para estos dos últimos casos unidades alternativas en ejes secundarios. Los fabricantes, para

un mismo modelo, número de vueltas n y dimensiones de carcasa, ofrecen distintos diámetros de rodete que cubren un rango dado de saltos y caudales. Estos diámetros corresponden a rodetes 'recortados', un recurso que permite ampliar la oferta de curvas características. Respecto a la curva característica de rendimiento, en este caso particular, se presentan los valores de rendimientos en forma de colinar, superpuestos a las curvas $H - Q$ de distintos diámetros de rodetes.

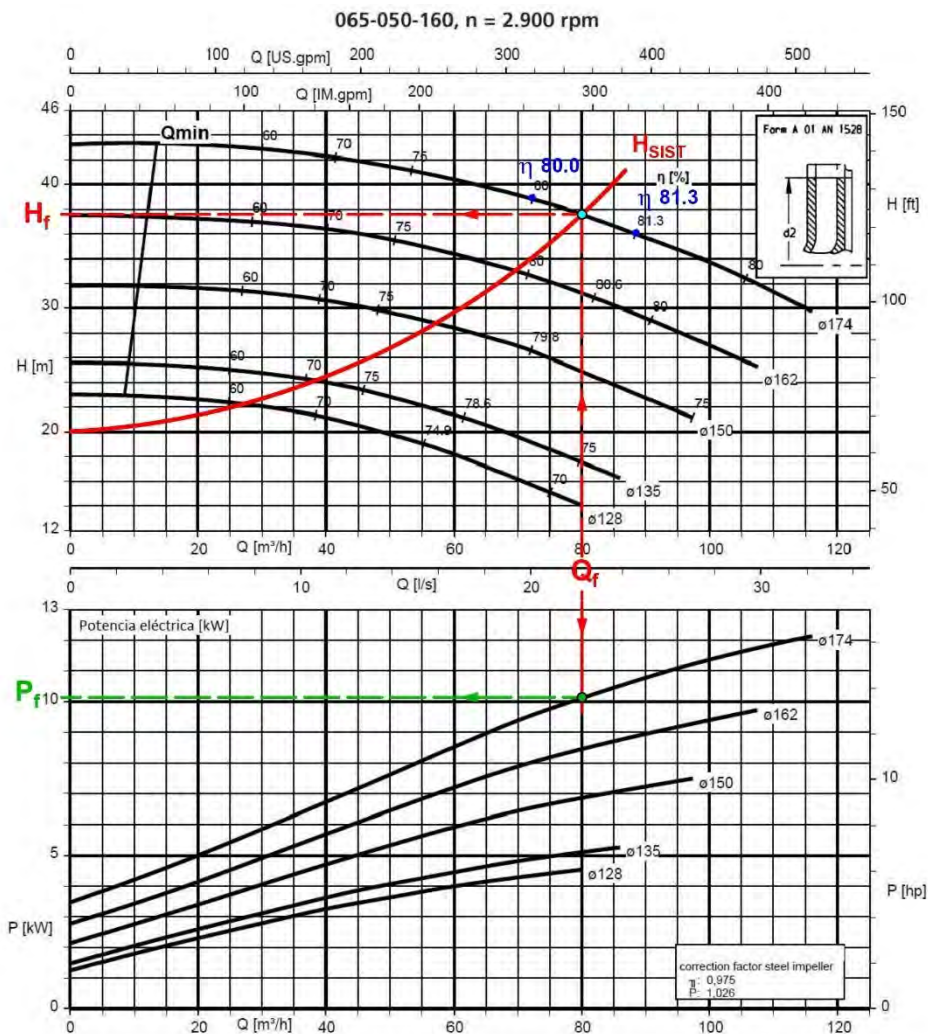


Figura 2.9: Puntos de funcionamiento basados en curvas características provistas por un fabricante (fuente: catálogos KSB <https://www.ksb.com/ksb-ar/>)

Si siguiendo con el ejemplo de la Fig. 2.9, si se tiene una demanda de caudal del orden de $80 \text{ m}^3/\text{h}$, para poder garantizarlo deberá elegirse, en este caso particular, el rodete de mayor diámetro ($\text{Ø}174$). El punto de funcionamiento queda determinado por la intersección de la curva $H - Q$ de la bomba para el diámetro seleccionado con la curva del sistema, quedando así definidos los valores Q_f y H_f indicados en la figura. La potencia eléctrica consumida por la bomba para este punto se obtiene de la curva $P - Q$ ingresando con el valor de Q_f y seleccionando la curva correspondiente al diámetro a utilizar, quedando definido el valor P_f . El valor del rendimiento puede determinarse de dos formas, calculándolo con el valor de la potencia hidráulica P_h (Ec. 2.1) y eléctrica consumida P_f como $\eta = P_h/P_f$ o interpolando entre los dos valores dados por el colinar de rendimientos (en este ejemplo, entre 80% y 81.3%).

En el caso de las bombas axiales sumergibles de gran capacidad, utilizadas mayormente en estaciones de bombeo destinadas a mitigar los efectos de las inundaciones, se pueden encontrar curvas características como las que se ven en la Fig. 2.10, que corresponden a distintas posiciones angulares de los álabes del rotor.

Con un círculo se indica, como ejemplo, la posición 23°, que corresponde en este caso a la de mayor apertura y, por lo tanto, del máximo caudal de bombeo. Esta opción es una alternativa interesante para ajustar la prestación de la bomba a las necesidades del proyecto. En el gráfico inferior se presenta, para cada curva, su correspondiente potencia eléctrica consumida.

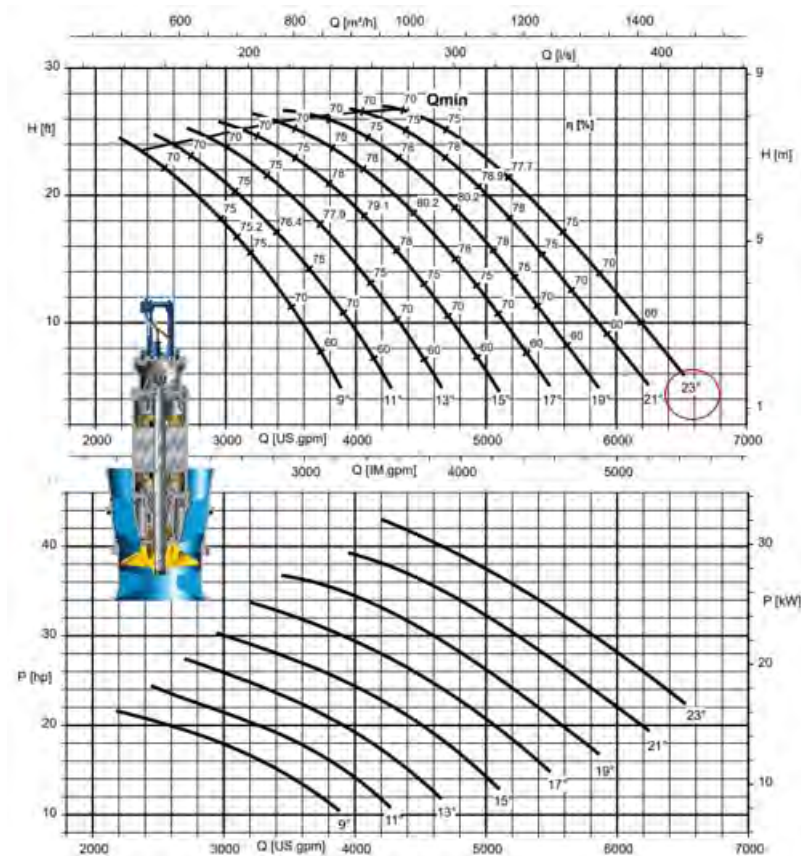


Figura 2.10: Curvas características de un diseño de bomba axial con distintas posiciones angulares de los álabes del rodete (fuente: <https://bit.ly/2RztrmdA>)

Ensayos para la determinación de las curvas características de bombas

Las curvas características de las bombas se obtienen de forma experimental en instalaciones de ensayos, llamados bancos de pruebas (Mataix, C., 1986), como el que se esquematiza en la Fig. 2.11, en forma simplificada. Se trata de un circuito cerrado, que se ha desplegado en la representación (el tanque de la izquierda es el mismo que el de la derecha), donde está instalada la bomba (B) a ensayar, con una válvula reguladora del caudal (V), un caudalímetro (en este caso se representó un tubo Venturi (TV)), un manovacuómetro (MV) en la sección de entrada (succión) de la bomba y un manómetro (M) en la sección de salida (impulsión). Adicionalmente se cuenta

con un tablero eléctrico que indica la potencia eléctrica consumida por la bomba.

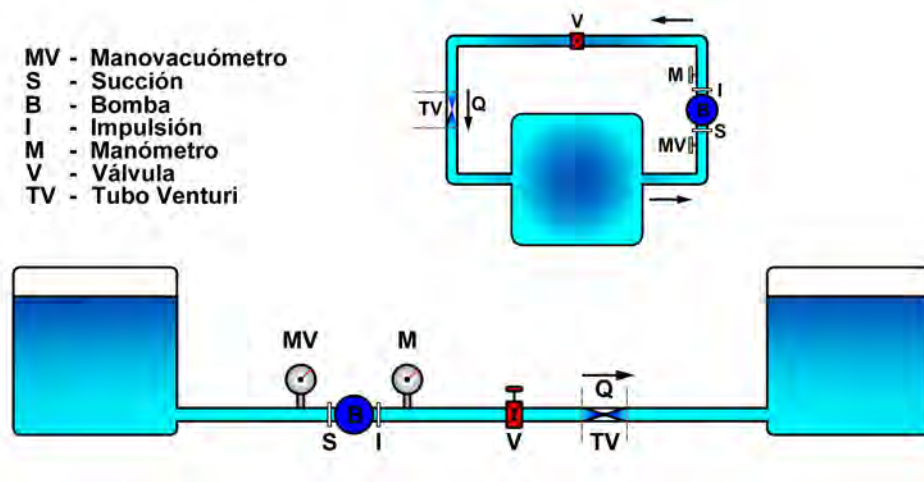


Figura 2.11: Determinación del caudal de funcionamiento sobre una curva $H - Q$ provista por un fabricante dado

Recordemos que el salto útil, H_u , es la diferencia de energía por unidad de peso entre la brida de impulsión (salida) y de succión (entrada):

$$H_u = E_I - E_S \tag{2.4}$$

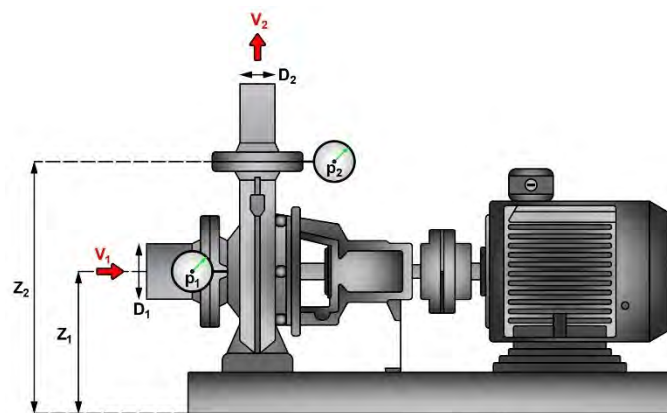


Figura 2.12: Determinación del caudal de funcionamiento sobre una curva $H - Q$ provista por un fabricante dado

En la Fig. 2.12 se indican las variables hidráulicas en ambas secciones de la bomba para la determinación del salto útil:

$$H_u = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z_2 - z_1 \tag{2.5}$$

Se puede observar que si en el banco de ensayos las cotas z_1 y z_2 son iguales, estas se cancelan en la ecuación 2.5 y lo mismo ocurre si los diámetros en la brida de succión e impulsión son iguales, quedando así que el salto útil de la bomba es igual a la diferencia de energía de presión entre la salida y entrada de la bomba ($H_u = (p_2 - p_1)/\gamma$).

Para obtener las curvas características $H(Q)$, $P(Q)$ y $\eta(Q)$ de la bomba, se varía el caudal

mediante la operación de la válvula (V), lo cual provoca el cambio del punto de funcionamiento (Fig. 2.13), recorriendo así toda la curva. Para cada uno de los puntos seleccionados se miden todas las variables intervinientes a velocidad de giro constante. Obsérvese que la ordenada al origen de la curva del sistema es cero, esto se debe a que es un circuito cerrado y por lo tanto, el desnivel topográfico es cero ($H_T = 0$).

Se miden las variables hidráulicas con la instrumentación antes descrita, es decir, el caudal y las presiones a la entrada y salida de la bomba, y se registra la potencia eléctrica consumida por el motor en el tablero eléctrico.

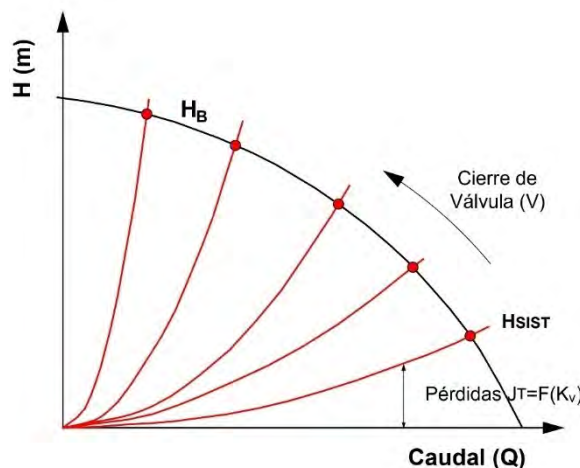


Figura 2.13: Cierre de válvula y recorrido por cada punto de funcionamiento

Con los valores de caudal y salto útil se puede calcular la potencia hidráulica (P_h) entregada por la bomba (Ec. 2.1) para cada punto, y con los valores de potencia eléctrica consumida (P_e) se puede determinar el rendimiento (Ec. 2.6). El rendimiento, en este caso, sería global, porque es el resultado del rendimiento hidráulico, mecánico y eléctrico, al cual se denomina 'rendimiento del grupo motobomba'. Si en la instalación se puede medir el torque mecánico, por ejemplo, con una balanza dinamométrica o un torquímetro, entonces podrá obtenerse el rendimiento de la bomba solamente, sin el motor.

$$\eta = \frac{P_h}{P_e} = \frac{\gamma Q H_u}{P_e} \quad (2.6)$$

De esta manera se pueden determinar las curvas características de la bomba ensayada $H(Q)$, $P(Q)$ y $\eta(Q)$. Restará determinar las curvas características asociadas a la cavitación para completar la información necesaria para seleccionar e instalar la bomba.

Caudal de funcionamiento en condiciones de semejanza

La teoría de la semejanza permite anticipar las condiciones de funcionamiento de las TMH, siempre que se cumplan las condiciones que permiten aplicar las ecuaciones de la similitud (Mataix, 1982). Estas son:

a) Similitud geométrica: que las bombas sean geoméricamente semejantes. Está expresada por la escala de longitudes que vincula el diámetro real o del prototipo (D_p) con el diámetro de

un modelo construido a escala reducida (D_m):

$$e_L = \frac{D_p}{D_m} \quad (2.7)$$

b) Similitud cinemática: que las trayectorias del flujo sean homólogas. Esto implica mantener la misma proporcionalidad entre las velocidades (y sus componentes) para el modelo y para el prototipo, para lo cual también los ángulos que forman entre sí las componentes se deben mantener iguales en modelo y en prototipo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{V_p}{V_m} = \text{constante} \\ \alpha_p = \alpha_m \\ \beta_p = \beta_m \end{array} \right. \quad (2.8)$$

c) Similitud dinámica: que las fuerzas que gobiernan el escurrimiento estén adecuadamente representadas

Esta condición lleva a considerar únicamente las fuerzas inerciales, ya que son las preponderantes respecto a las demás que puedan estar en juego (de origen viscoso, de tensión superficial, capilaridad, etc). Esta condición se expresa como:

$$\frac{V}{\sqrt{2gH_u}} = \text{constante} \quad (2.9)$$

A partir de estas relaciones entre las variables y llevando las velocidades a caudal por la ecuación de continuidad, se pueden obtener las tres ecuaciones que permiten anticipar condiciones de operación homólogas en TMH semejantes:

$$\frac{n^2 D^2}{H_u} = \text{constante} \quad (2.10)$$

$$\frac{n D^3}{Q} = \text{constante} \quad (2.11)$$

$$\frac{n^3 D^5}{P_h} = \text{constante} \quad (2.12)$$

Tomando el subíndice 1 para la situación de referencia, se encuentran los valores con subíndice 2, a partir de un dato conocido en esta condición:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{n_1^2 D_1^2}{H_{u1}} = \frac{n_2^2 D_2^2}{H_{u2}} \\ \frac{n_1 D_1^3}{Q_1} = \frac{n_2 D_2^3}{Q_2} \\ \frac{n_1^3 D_1^5}{P_{h1}} = \frac{n_2^3 D_2^5}{P_{h2}} \end{array} \right. \quad (2.13)$$

Las identidades de la Ec. 2.13 se aplican en dos situaciones: a) entre dos bombas geométricamente semejantes, de distinto tamaño; b) en una misma bomba, variando la velocidad de

giro del rodete ($D_1 = D_2$). En estas ecuaciones se asume que el rendimiento es el mismo entre puntos homólogos.

Similitud por variación de la velocidad de giro

Todas las curvas de bombas consideradas hasta el momento, en las descripciones y ejemplos, correspondieron a una cierta velocidad de giro, n , constante, dada por el motor eléctrico. Cuando se puede variar n , por ejemplo, utilizando un variador de frecuencia para modificar la velocidad del motor, es posible obtener una variación en el caudal mediante la variación de n , teniendo en cuenta que también varía la potencia y el salto, según las ecuaciones 2.14 derivadas de la similitud. Las ecuaciones nos indican que cuando cambia el número de revoluciones, el caudal lo hacen linealmente con el aumento de la velocidad, mientras que el salto lo hace en forma cuadrática y la potencia en forma cúbica. Es decir, para condiciones de funcionamiento homólogas, un aumento del número de vueltas va asociado a un aumento simultáneo del caudal, salto y potencia, pero en diferente proporción:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^1 = \frac{Q_1}{Q_2} \\ \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \\ \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \end{array} \right. \quad (2.14)$$

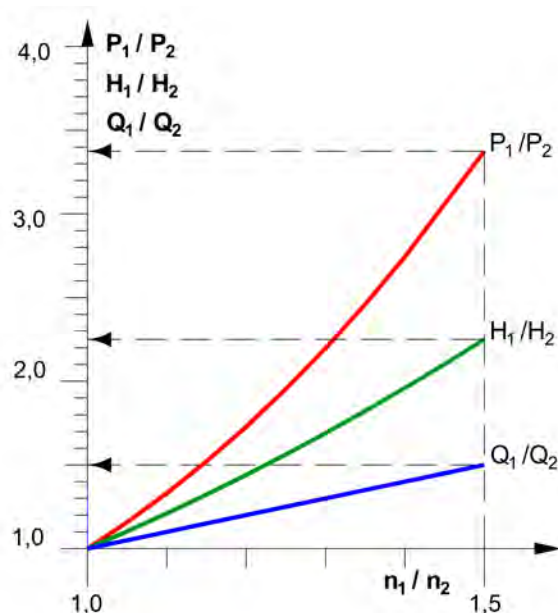


Figura 2.14: Variación con respecto de la razón de dos velocidades de giro

Las Ec. 2.14 son relevantes en el sentido de que ponen de manifiesto que, si se incrementa el número de vueltas en, por ejemplo un 50 %, el caudal debería incrementarse en la misma proporción: 50 %; el salto, en un 225 %; y la potencia, en un 337 %, a fin de conservar las condiciones de similitud. Esto es muy importante, pues las mayores solicitudes que sostengan este

incremento se transfieren a la conducción (por el crecimiento de la presión) y el motor, sea este eléctrico o a combustión (Fig. 2.14).

En la Fig. 2.15 se representan las dos curvas $H - Q$ de la bomba, correspondientes a las dos velocidades de giro n_1 y n_2 y la curva del sistema. Nótese que el caudal Q_1 correspondiente al punto de funcionamiento 1 pasa a ser Q_2 en el punto 2, calculado aplicando las leyes de similitud dadas por las fórmulas antes presentadas. A partir de tener representada la nueva curva de la bomba aplicando la similitud punto a punto para distintos pares de valores de $H - Q$, se encontrará el nuevo punto de funcionamiento en la intersección con la curva del sistema, cuyo caudal se indica como Q_{f_2} y el salto se identifica como H_{f_2} .

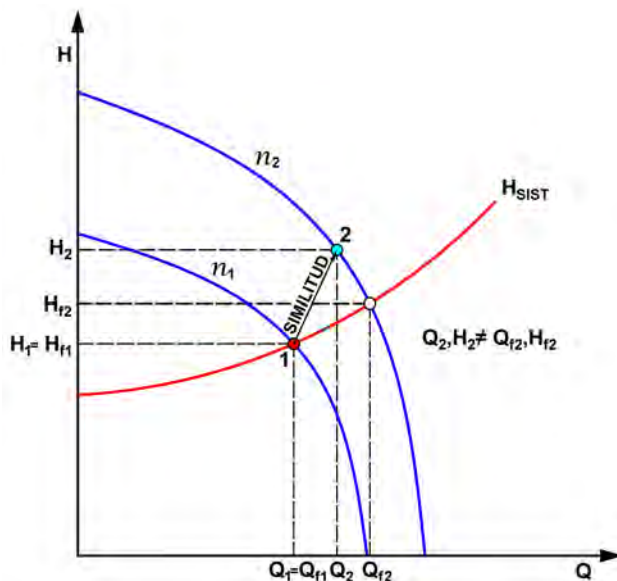


Figura 2.15: Curvas $H - Q$ obtenidas por similitud (n variable)

Similitud por variación del diámetro

Cuando se trata de cambios en el diámetro del rodete, se debe considerar que un diámetro distinto para una bomba semejante a otra implica que se mantiene la semejanza geométrica (es decir, se trata de una bomba con una escala de tamaño mayor o menor). Las ecuaciones quedan:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \\ \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 = \frac{Q_1}{Q_2} \\ \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 = \frac{P_1}{P_2} \end{array} \right. \quad (2.15)$$

Las Ec. 2.15 permiten deducir que, si se incrementara el diámetro en, por ejemplo un 50 %, el caudal debería incrementarse un 338 %; el salto, en un 225 %; y la potencia, en un 759 %, a fin de conservar las condiciones de similitud (Fig. 2.16). Estas solicitaciones deben contemplarse debidamente al momento de diseñar un experimento a escala.

En la Fig. 2.17 se muestran las curvas obtenidas por similitud cuando se trata de una bomba

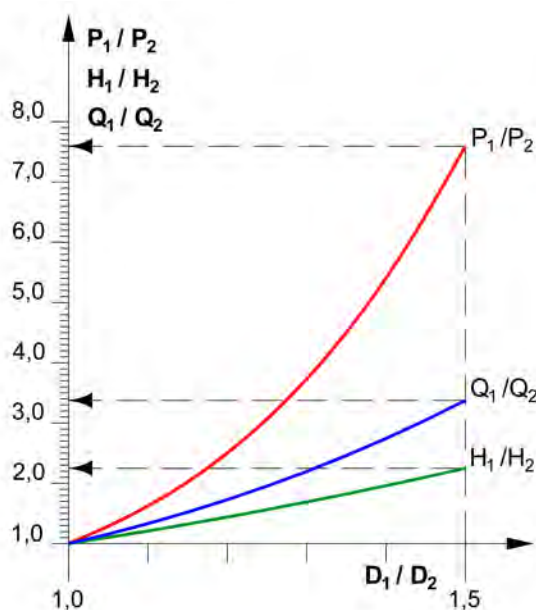


Figura 2.16: Variación con respecto de la razón de dos diámetros

geométricamente semejante, de mayor tamaño (similitud por variación de D).

En la práctica, el mayor uso que se le da a la similitud en bombas es para encontrar las curvas para distintas velocidades de giro en una misma bomba. Un ejemplo es cuando se tienen datos de una bomba con motores que funcionan en una red eléctrica de 60 Hz en lugar de 50 Hz como en nuestro país. En ese caso hay que aplicar la similitud para conocer cuál es la curva $H - Q$ que corresponde utilizar para 50 Hz. Del mismo modo, la variación de la velocidad de giro es una herramienta muy útil para ajustar el caudal y puede sustituir a una válvula para hacer ajustes finos del caudal en casos que lo justifiquen .

Recorte del rodete

El caso del denominado 'recorte del rodete' se denomina así porque los fabricantes utilizan el recurso de tornearse el diámetro de salida de las bombas centrífugas (para achicar el diámetro de salida del rodete) para que un mismo diseño cubra un rango lo más amplio posible de caudales y saltos. Es un recurso ampliamente utilizado en la comercialización de bombas. El límite del recorte es de un orden del 20% del diámetro, ya que el rendimiento disminuye a medida que aumenta más el apartamiento del diámetro de diseño. El recorte o rebaje de los álabes se puede hacer de distintas maneras, como lo muestra la Fig. 2.19.

Los fabricantes obtienen las curvas características para distintos recortes, y las presentan como se ve en la Fig. 2.20. Cuando se tiene la curva $H - Q$ correspondiente al diámetro de diseño solamente y se quiere conocer cómo se modifica para un recorte de cierta magnitud, las fórmulas obtenidas a partir de las leyes de la similitud no son válidas, ya que deja de cumplirse la condición de semejanza geométrica (se modifica el diámetro exterior solamente y consecuentemente cambia el ángulo de salida de los álabes β_2). Las fórmulas que aplican son de origen experimental (obtenidas por los fabricantes a partir de ensayos), en las que las relaciones entre caudal, salto y

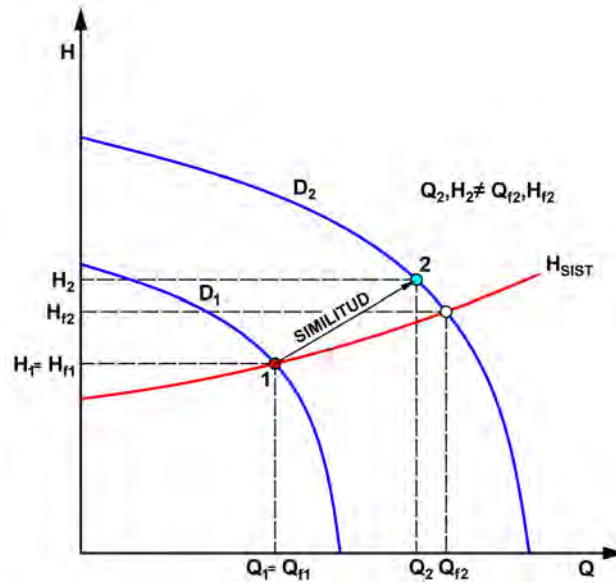


Figura 2.17: Curvas $H - Q$ obtenidas por similitud (dos bombas semejantes de distinto diámetro)

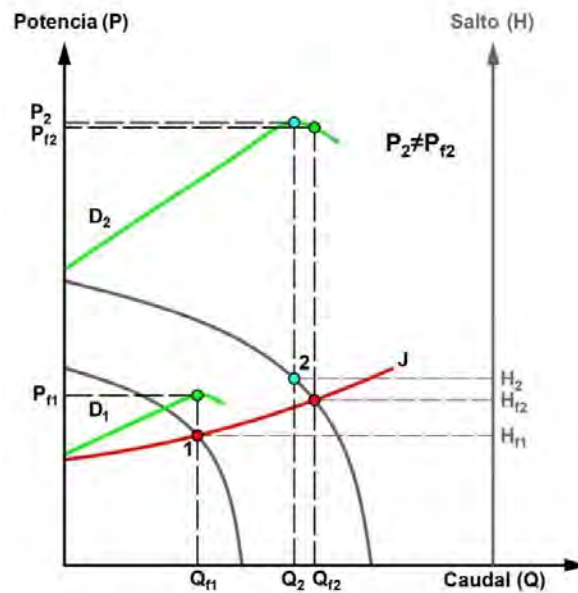


Figura 2.18: Curvas de potencia por similitud para distintos diámetros

potencia no siguen las mismas proporciones que las descritas para la similitud. Los exponentes a , b y c (Ec. 2.16) obtenidos experimentalmente son menores que sus correspondientes en la Ec. 2.15 y son propuestos por cada fabricante.

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^a = \frac{Q_1}{Q_2} \\ \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^b = \frac{H_1}{H_2} \\ \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^c = \frac{P_1}{P_2} \end{array} \right. \quad (2.16)$$

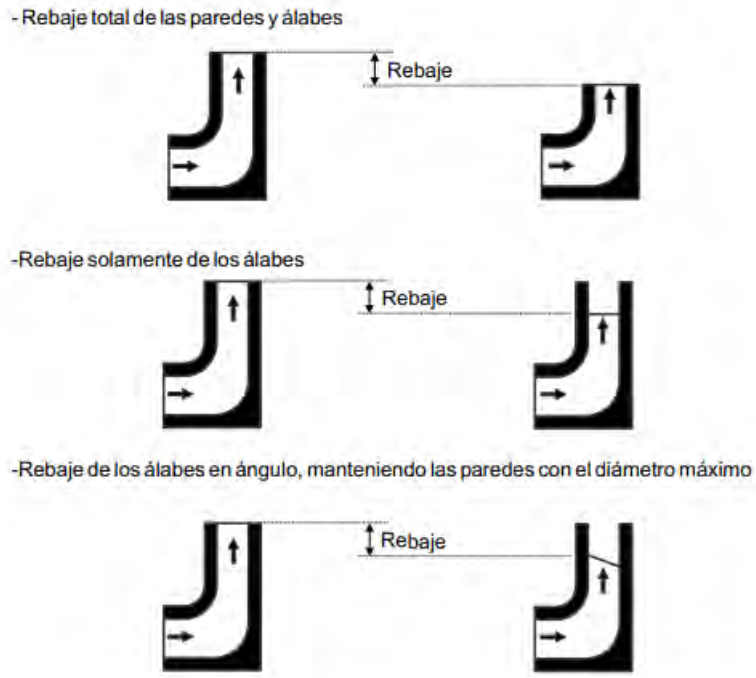
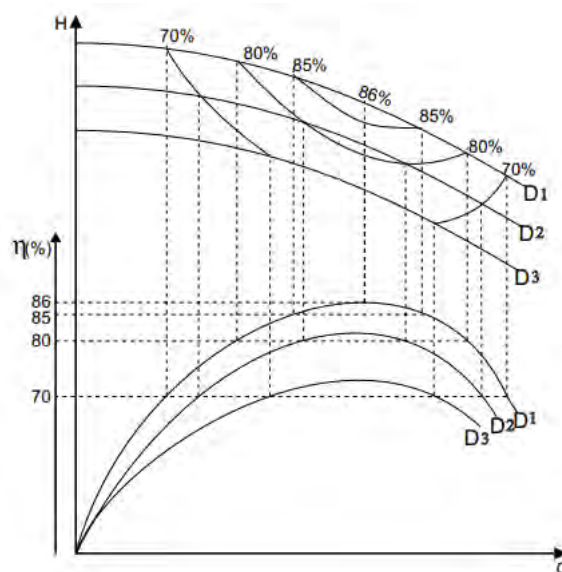


Figura 2.19: Distintos recortes o rebajes del rodete

Funcionamiento de bombas instaladas en paralelo

El funcionamiento en paralelo es un arreglo o disposición particular de dos o más bombas. Este caso es el que se da cuando las bombas tienen la misma presión en la succión (por ejemplo, ambas están conectadas a la misma cisterna o tienen una conducción en común) y convergen a una misma conducción (o tanque de descarga) en la impulsión, colectando los caudales de cada bomba (Fig. 2.21). Puede darse una situación como la esquematizada, donde también las tuberías de succión provienen de un tramo único, o que las tomas sean independientes.

Figura 2.20: Curvas $H - Q$ y $\eta - Q$ obtenidas por recorte del rodete

En el caso de una estación de bombeo con dos bombas instaladas en paralelo y para una sola

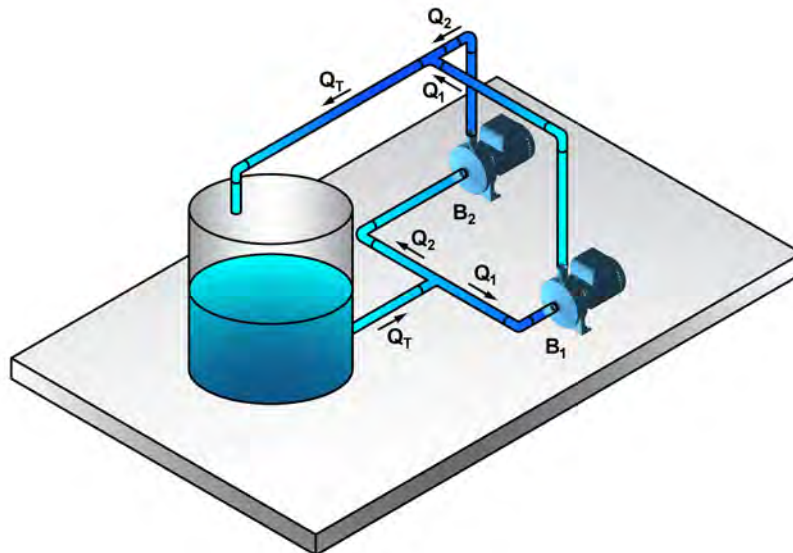


Figura 2.21: Instalación de dos bombas funcionando en paralelo

tubería, es importante conocer el comportamiento del conjunto, es decir la curva $H - Q$ de las bombas funcionando en paralelo. Esta curva se obtiene sumando los caudales de cada bomba manteniendo el salto. El caudal de cada bomba será el que corresponde a cada una con el salto de funcionamiento común a ambas.

En la representación siguiente (Fig. 2.22), se esquematiza la operación en paralelo, indicando los nodos 1 y 2, donde se divide el caudal por cada ramal. Cada nodo tiene una presión, que define el salto de ambas, igual para ambas.

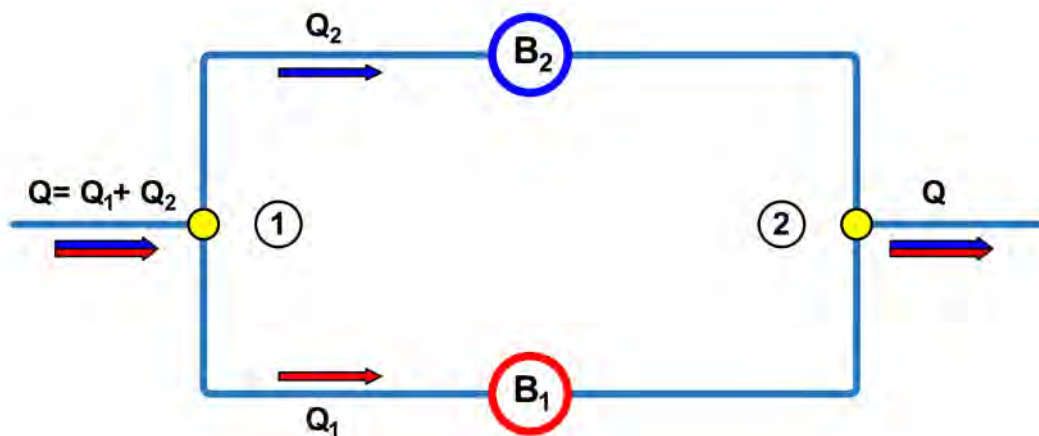


Figura 2.22: Esquema de dos bombas funcionando en paralelo

A continuación, veremos dos casos básicos posibles, la instalación de dos bombas en paralelo distintas entre sí y otro caso donde las bombas son idénticas. Se construye la curva del 'sistema en paralelo' y se determinan los puntos de funcionamiento con la intersección de la curva del sistema.

En la Fig. 2.24a) se presenta el caso de dos bombas distintas en paralelo. Se indica la construcción de la curva del sistema en paralelo, a partir de sumar el caudal de la bomba B1 a la B2 para un salto determinado (siguiendo una horizontal). Hay un rango en el cual ambas bombas

funcionarán correctamente, como se indica en la Fig. 2.24b), donde se muestra el caudal de funcionamiento del sistema y el caudal de cada bomba, llevando una horizontal hasta cortar con la curva de cada bomba.

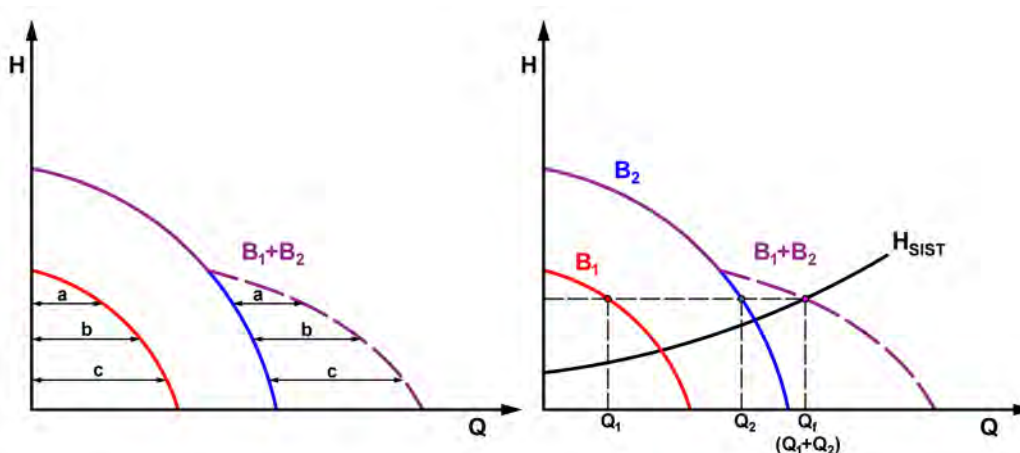


Figura 2.23: Punto de funcionamiento de dos bombas distintas conectadas en paralelo: a) Construcción de la curva resultante de paralelo; b) Funcionamiento normal

Se debe tener cuidado en la instalación de bombas en paralelo respecto a las características de cada bomba, ya que puede suceder que una de las bombas no trabaje correctamente. En el ejemplo de la Fig. 2.24b, el salto entregado por la bomba B2 en el caso de funcionamiento anormal supera al máximo que puede entregar la bomba B1, entonces la bomba B1 introduce pérdidas en lugar de entregar salto (permite el paso de caudal en sentido inverso).

En el caso de la instalación de dos bombas iguales en paralelo (Fig. 2.25), la construcción de la curva del 'sistema en paralelo', se hace duplicando el caudal de la bomba para un salto determinado (siguiendo una horizontal). Si se instalara mayor cantidad de bombas se multiplicará el caudal por el número de estas. El caudal de funcionamiento de cada bomba se obtiene dividiendo el caudal de funcionamiento del paralelo (intersección de la curva del sistema con la curva del 'sistema en paralelo') por el número de bombas. En la Fig. 2.24 puede verse el punto de funcionamiento de cada bomba del paralelo, indicado con Q_f . Si operara una sola bomba (intersección $B1 = B2$ con H_{SIST}), se se puede observar que el caudal resultaría mayor que cuando operan las dos bombas en paralelo. Siguiendo con este análisis, puede observarse que a medida que se instalan más bombas en paralelo, el caudal de funcionamiento unitario de cada bomba va disminuyendo.

Funcionamiento de bombas instaladas en serie

Este tipo de instalación tiene como condición mantener el mismo caudal para las bombas que se ponen en serie (Fig. 2.26), mientras que el salto del 'sistema serie' será la suma de los saltos individuales. En el esquema siguiente (Fig. 2.27) se representa la forma de operar de las instalaciones en serie. La disposición en serie puede ser de bombas completas o de rodets dispuestos en forma escalonada dentro de una misma bomba (bombas multietapa).

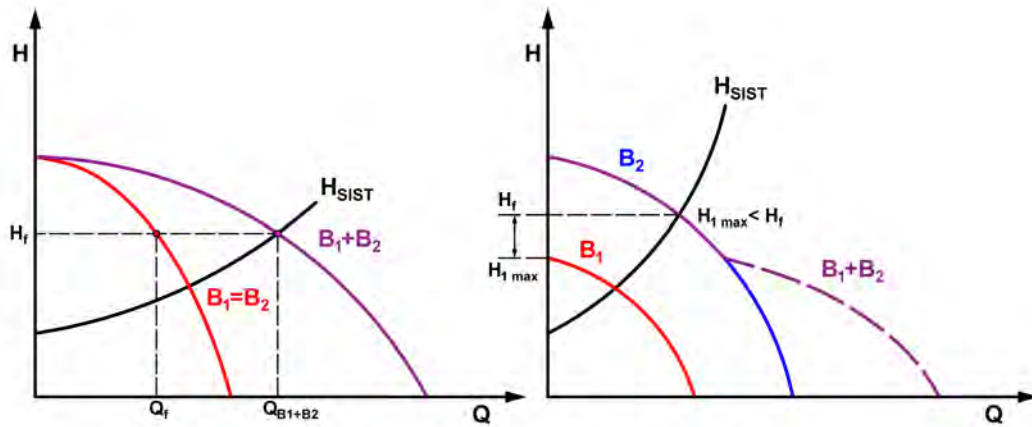


Figura 2.24: Punto de funcionamiento de dos bombas funcionando en paralelo: a) Funcionamiento normal; b) Funcionamiento anormal



Figura 2.25: Instalación real de bombas en paralelo (fuente: <https://bit.ly/3wA8KRI>)

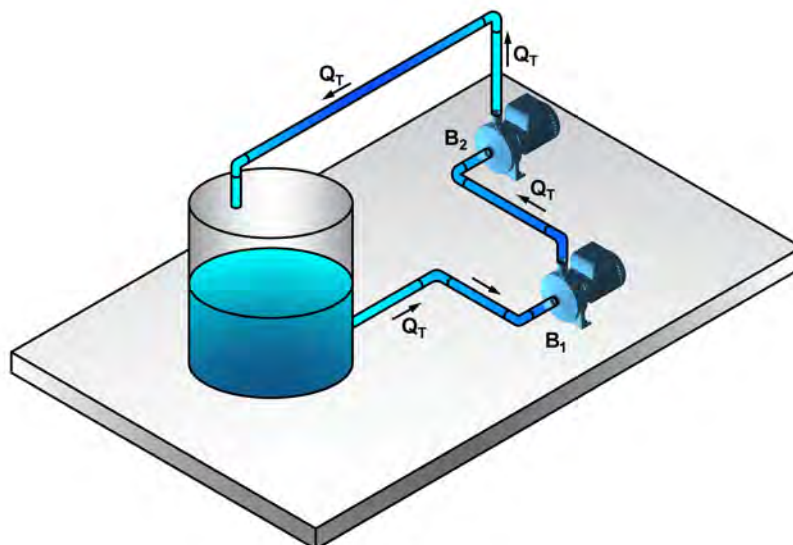


Figura 2.26: Instalación de dos bombas funcionando en serie



Figura 2.27: Esquema de dos bombas funcionando en serie

En el caso de una estación de bombeo con dos bombas en serie, es importante conocer el comportamiento del conjunto o 'curva del sistema en serie' que se dará sumando el salto de ambas bombas para un caudal constante, como se ve en la Fig. 2.28a. El caudal de cada bomba será el mismo y corresponderá al caudal de funcionamiento.

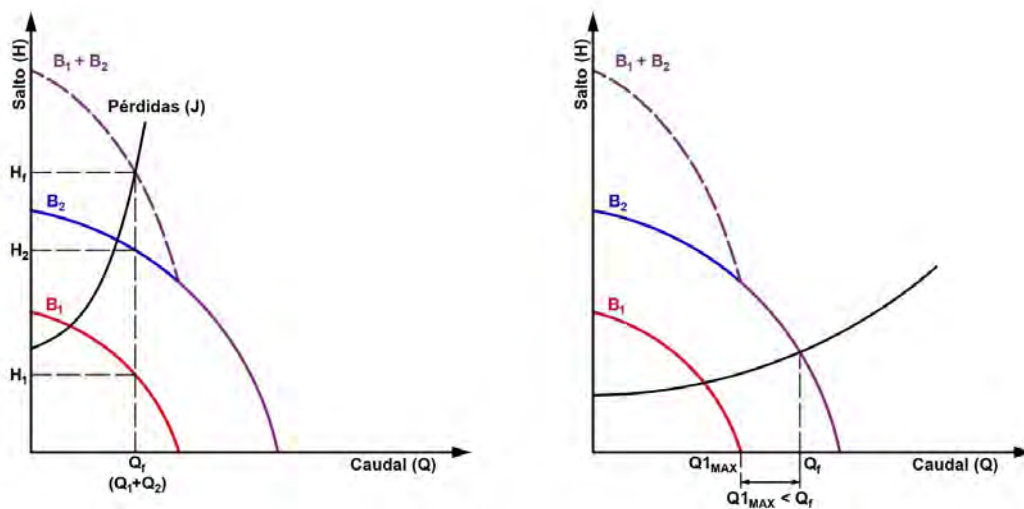


Figura 2.28: Punto de funcionamiento de dos bombas funcionando en serie: a) Funcionamiento normal; b) Funcionamiento anormal

Al igual que en las bombas en paralelo, al colocar bombas en serie debe conocerse perfectamente las características de cada bomba, ya que puede suceder que una de las bombas solamente agregue pérdidas de carga al sistema, además de consumir más energía. En el caso de la Fig. 2.28b, la bomba B2, al no permitir el paso del caudal de funcionamiento que le correspondería por su propia curva, agrega pérdidas de carga (por recirculación de caudal) que disminuyen el caudal de funcionamiento respecto del esperado.

En la práctica este tipo de instalación (bombas en serie) se da más comúnmente en la disposición de rodets en serie en las llamadas bombas multietapa, tanto para el caso de bombas sumergibles (Fig. 2.29) como bombas de cámara seca multietapa, como la mostrada en la Fig. 2.30, en este caso de eje horizontal.

Para este tipo de bombas los catálogos de los fabricantes presentan la información como se muestra en la Fig. 2.31 a modo de ejemplo; en este caso correspondiente a una bomba de pozo profundo de múltiples etapas (rodets en serie). Cada curva $H - Q$, corresponde a una cantidad particular de rodets dispuestos en serie. Para el caso del ejemplo numérico indicado en el mismo gráfico, según la exigencia de la instalación se selecciona una bomba con 13 etapas, obteniendo un caudal de funcionamiento Q_f de $30 \text{ m}^3/\text{h}$ y un salto H_f de 120 m . La potencia consumida

se presenta en forma de tabla, con un valor para este caso de 18.5 KW y el rendimiento puede obtenerse desde la gráfica o calcularse como $\eta = P_h/P_e$.



Figura 2.29: Disposición en serie: bomba sumergida, multietapa (fuente: Catálogos Pedrollo <https://www.pedrollo.com/>)

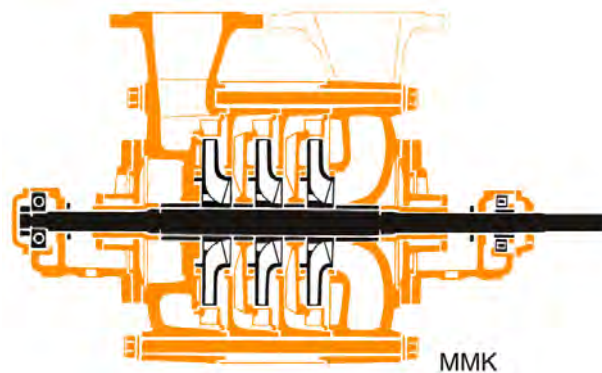
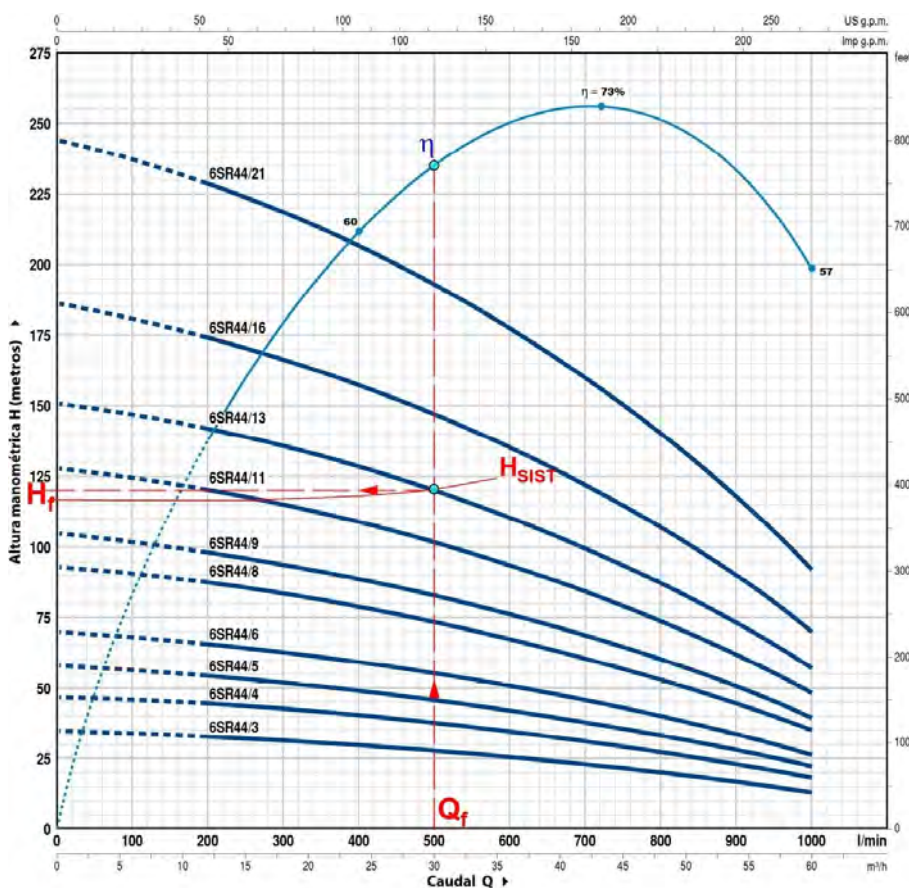


Figura 2.30: Disposición en serie: bomba cámara seca, eje horizontal multietapa (fuente: Catálogos Torishima <https://www.torishima.co.jp>)



| MODELO | POTENCIA (P ₂) | | Caudal Q | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------|----------------------------|------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| | kW | HP | 0 | 12 | 18 | 24 | 30 | 36 | 42 | 48 | 54 | 60 | 0 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 |
| 6SR44/3 | 4 | 5,5 | H metros | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6SR44/4 | 5,5 | 7,5 | 35 | 33 | 31 | 30 | 28 | 26 | 23 | 20 | 17 | 13 | 47 | 44 | 42 | 40 | 37 | 34 | 31 | 27 | 23 | 18 |
| 6SR44/5 | 7,5 | 10 | 58 | 54 | 52 | 49 | 46 | 43 | 38 | 33 | 28 | 22 | 70 | 65 | 62 | 59 | 56 | 51 | 46 | 40 | 34 | 26 |
| 6SR44/6 | 9,2 | 12,5 | 93 | 87 | 83 | 79 | 74 | 68 | 61 | 53 | 45 | 35 | 105 | 98 | 93 | 89 | 83 | 77 | 69 | 60 | 51 | 39 |
| 6SR44/8 | 11 | 15 | 128 | 120 | 114 | 109 | 102 | 94 | 84 | 73 | 62 | 48 | 151 | 141 | 135 | 128 | 120 | 111 | 99 | 86 | 73 | 57 |
| 6SR44/9 | 13 | 17,5 | 186 | 174 | 166 | 158 | 148 | 136 | 122 | 106 | 90 | 70 | 244 | 228 | 218 | 207 | 194 | 179 | 160 | 139 | 118 | 97 |
| 6SR44/11 | 15 | 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6SR44/13 | 18,5 | 25 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6SR44/16 | 22 | 30 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6SR44/21 | 30 | 40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Figura 2.31: Punto de funcionamiento de bombas multietapas (funcionando en serie) – Curvas características provistas por un fabricante (fuente: Catálogos Pedrollo <https://www.pedrollo.com/>)

Referencias

ISO 9906 (1999). *Rotodynamic pumps. Hydraulic performance acceptance tests*. Ginebra: ISO.

Mataix, C. (1982). *Turbomáquinas hidráulicas*. Madrid: Harla

Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 2da. ed.* Madrid: Ediciones del Castillo S.A.

Bibliografía recomendada

Cabrera, E., Espert, V., García Serra J., Martínez, F. García, M. (1996). *Ingeniería hidráulica aplicada a los sistemas de distribución de agua, vol. I*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.

CAPÍTULO 3

Triángulos de velocidades

Arturo Rivetti, Mauricio Angulo y Cecilia Lucino

Definiciones

Para el estudio del escurrimiento dentro del rotor de una bomba consideraremos una turbomáquina del tipo radial como la que se observa en la Fig. 3.1. Las componentes de velocidad y trayectorias del escurrimiento se analizan sobre superficies que cortan al rotor en dirección axial ($z = cte$), meridiana ($\theta = cte$) y tangencial ($r = cte$).

Si el rotor de la bomba gira a una velocidad angular ω , la velocidad tangencial del rotor, que llamaremos \vec{U} , se puede expresar en función del radio a partir de la Ec. 3.1.

$$\vec{U} = \omega \vec{r} = \frac{\pi n}{30} \vec{r} \quad (3.1)$$

Donde ω y n representan la velocidad de rotación, sea expresada en Hz o rpm, respectiva-

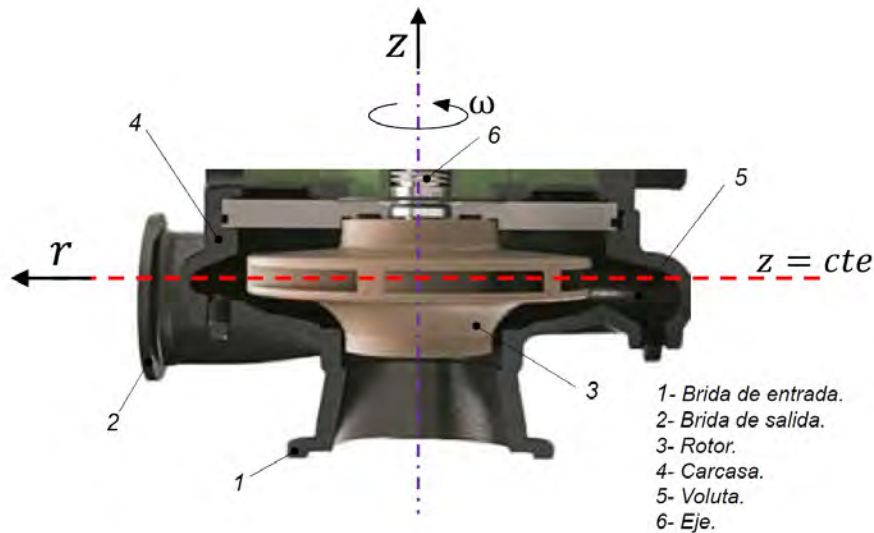


Figura 3.1: Rodete de una bomba radial dentro de la carcasa donde se indican las direcciones axial (z) y radial (r). El eje de giro de la bomba está indicado con una línea punteada magenta y la velocidad de rotación, con el símbolo ω . El plano de corte axial ($z = cte$), que utilizaremos para analizar el flujo dentro de la bomba, está indicado con una línea punteada roja. Los componentes de la bomba están numerados e indicados en la parte inferior derecha

mente, y r , el radio.

Para el estudio del escurrimiento del fluido dentro del rotor de la bomba radial, se utiliza el plano normal al eje de rotación que corta al rotor ($z = cte$) y, en menor medida, el plano meridiano ($\varphi = cte$). Ambos cortes se esquematizan en la Fig. 3.2.

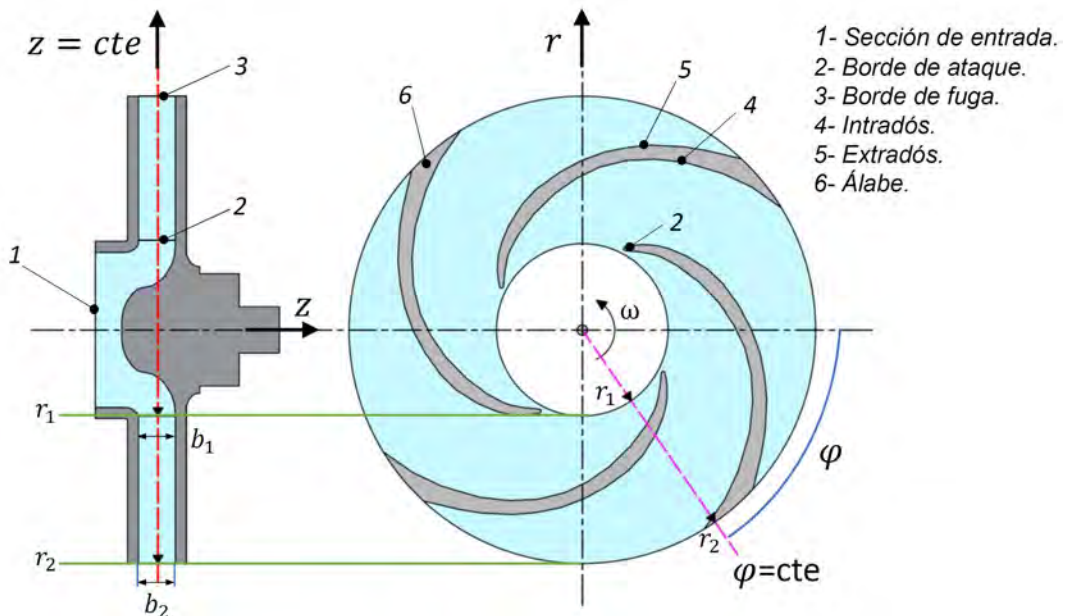


Figura 3.2: Corte meridiano ($\varphi = cte$) (izq.); Corte axial ($z = cte$) (der.). r_1 y r_2 son los radios correspondientes a las secciones de entrada y de salida. Los cortes correspondientes a los planos axial y meridiano se indican con una línea punteada roja y magenta, respectivamente

Para una determinada velocidad angular, la velocidad \vec{U} del rotor varía linealmente con el radio, como todo cuerpo sólido en rotación. La representación de las velocidades, tanto del rotor

como del escurrimiento que lo atraviesa, se representa en el plano axial (Fig. 3.3).

Si el rotor gira en sentido antihorario, siendo r_1 y r_2 los radios de entrada y salida, se puede ver que \vec{U}_1 corresponde al radio r_1 y \vec{U}_2 al radio r_2 y se representan perpendiculares al radio.

La trayectoria del flujo que atraviesa el rotor en una turbomáquina hidráulica puede describirse en forma absoluta, es decir: desde una posición de referencia fija externa al rotor; o en forma relativa, desde un sistema de referencia que gira a la misma velocidad que el rotor. Las trayectorias absolutas y relativas están descritas por vectores que indican la velocidad en magnitud, dirección y sentido. Se utilizará para la velocidad absoluta el símbolo \vec{C} y, para la relativa, \vec{W} ; son tales que:

$$\vec{W} = \vec{C} - \vec{U} \quad (3.2)$$

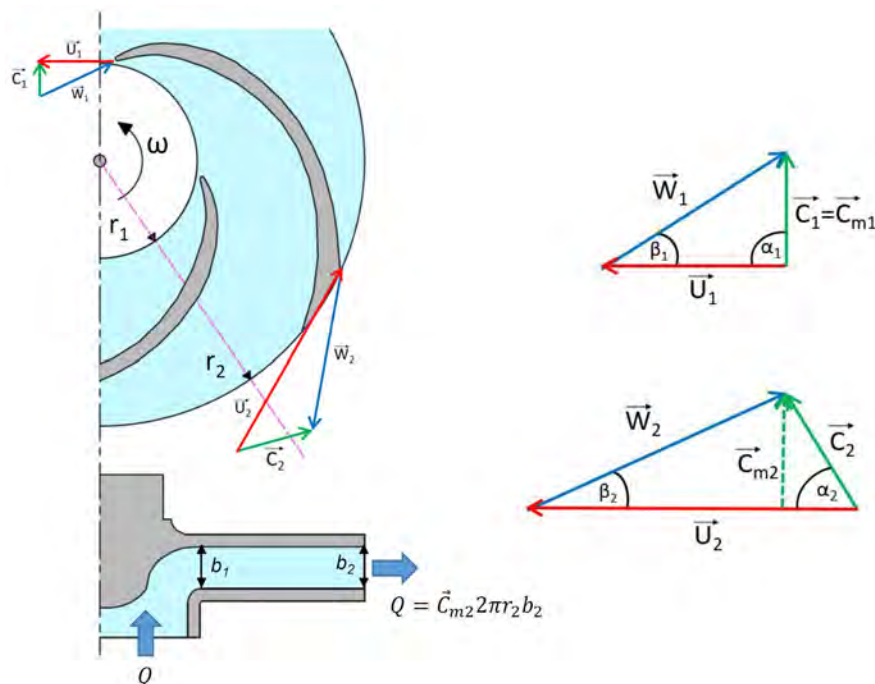


Figura 3.3: Representación de los triángulos de velocidades en una bomba radial: Arriba, izq.: Corte axial del rotor, donde se ubican los triángulos de velocidades a la entrada ($r = r_1$) y a la salida ($r = r_2$); Abajo, izq.: Corte meridiano, donde se indica el sentido del escurrimiento; Der.: Detalle de los triángulos de velocidades en el que se indican los ángulos β y α

\vec{W} representa cómo se vería la evolución de la trayectoria del flujo desde un punto de observación que gira con la velocidad del rotor. Por lo tanto, solo hay velocidades relativas una vez que el flujo ingresa al rotor y no egrese de este. \vec{C} y \vec{W} tienen su representación en la entrada y salida del rotor, con los subíndices 1 y 2, respectivamente (Fig. 3.3). A la composición vectorial de la Ec. 3.2 se la llama 'triángulo de velocidades', como se representa en la Fig. 3.3. En cada tipo de bomba, según cómo sea su diseño (radial, mixta, diagonal o axial) habrá que identificar la dirección y magnitud que tienen estas velocidades, expresadas a través de sus componentes tangenciales, axiales y radiales. Este triángulo se representa en la entrada del rotor y en la salida. Las hipótesis que plantearemos respecto al flujo permiten hacer una representación simplificada de las trayectorias, que se aproxima al comportamiento real de las bombas radiales. Se estipulan las siguientes consideraciones

1. La bomba está funcionando en las condiciones de salto y caudal de diseño; es decir: la condición óptima de guiado del flujo por los álabes, que en la curva $H - Q$ de la bomba es el punto de mayor rendimiento hidráulico;
2. El fluido es ideal: sin viscosidad e incompresible;
3. El escurrimiento es unidimensional; es decir que se corresponde con la situación hipotética de que haya infinitos álabes, de manera que ninguna trayectoria puede ser distinta a las demás.

Bajo tales circunstancias, una trayectoria particular se entiende que es representativa de todas las demás. Para construir el triángulo de velocidades, se necesita conocer sus componentes. Las componentes de la velocidad absoluta \vec{C} son:

\vec{C}_m : Componente meridiana de \vec{C} : es perpendicular a la sección de escurrimiento e indica con qué velocidad se transporta la masa de agua. Su módulo equivale a $|\vec{C}_m| = Q/\Omega$, donde el área Ω es, para el borde de entrada, $\Omega_1 = 2\pi r_1 b_1$ y, para el borde de salida, $\Omega_2 = 2\pi r_2 b_2$, donde b_1 y b_2 son las alturas del borde de entrada y salida, respectivamente.

\vec{C}_u : Componente tangencial de \vec{C} : es perpendicular al radio e indica la presencia de cantidad de movimiento angular. Cuando esta componente es nula, significa que solo hay transporte de masa a velocidad \vec{C}_m .

$\vec{C}_{u1} = \vec{C}_1 \cos \alpha_1$, donde α_1 es el ángulo entre \vec{C}_1 y \vec{U}_1 ; y $\vec{C}_{u2} = \vec{C}_2 \cos \alpha_2$, donde α_2 es el ángulo entre \vec{C}_2 y \vec{U}_2 .

Al representar el triángulo de velocidades en la entrada o salida del rotor, se debe tener en cuenta qué significa cada componente. Para el punto de diseño, la velocidad relativa, \vec{W} , debe ser tangente al álabe en toda su trayectoria, ya que se asume que el perfil del álabe guía al flujo. El ángulo que forma \vec{W} con \vec{U} , β , un ángulo 'físico' o de diseño, que refleja la curvatura del álabe.

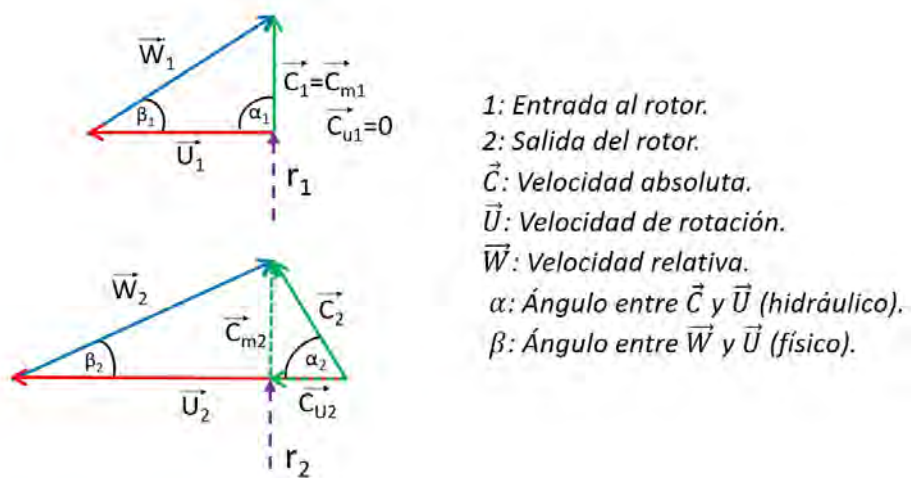


Figura 3.4: Componentes de los triángulos de velocidades a la entrada (1) y salida (2) del rotor de una bomba radial. La componente \vec{C}_{u1} a la entrada del rotor es nula, ya que se asume la hipótesis de que el flujo al ingreso de la bomba está libre de rotación (tubería de succión ideal, libre de perturbaciones)

La componente tangencial \vec{C}_u juega un papel importante en la transformación de energía me-

cánica en hidráulica (esto se verá más adelante en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas hidráulicas). En las bombas, se asume la hipótesis de que el flujo ingresa al rodete está libre de componente de rotación ($\vec{C}_{u1} = 0$); es decir que el tramo de tubería de succión es ideal, quedando un triángulo como el que se representa en la Fig. 3.4, en el cual $\alpha_1 = 90^\circ$. La trayectoria absoluta es la sucesión de puntos que vería un observador fijo, externo al rotor, siendo la velocidad absoluta \vec{C} tangente a en cada punto de esta (en verde en la Fig. 3.5). Esta trayectoria es indicativa del cambio de dirección que experimenta la masa de fluido a medida que pasa entre dos álabes del rotor, lo cual se debe a que el rotor le confiere momento angular. Del mismo modo, respecto a un sistema de coordenadas relativo que gira con la velocidad del rodete, la velocidad relativa \vec{W} es tangente en cada punto a la trayectoria relativa (indicada en azul en la Fig. 3.5). En las condiciones óptimas de guiado del escurrimiento, esta trayectoria relativa coincide con la forma del álabe. Más adelante se describirá cómo se desarrolla esta trayectoria punto a punto. El rotor gira en el sentido opuesto al desarrollo de los álabes: obsérvese, en la Fig. 3.5, que el rotor gira en sentido antihorario y que la curvatura de los álabes se desarrolla en sentido horario.

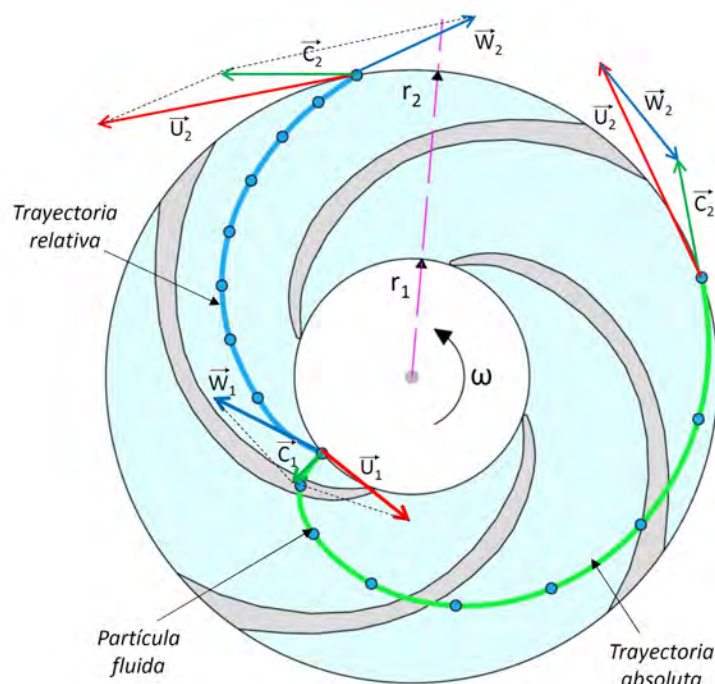


Figura 3.5: Trayectoria absoluta (verde) y relativa (azul) del flujo en el rotor de una bomba radial. En la entrada ($r = r_1$) y la salida ($r = r_2$) se esquematizan los triángulos de velocidades. La velocidad \vec{C} es tangente a la trayectoria absoluta en todo el recorrido, desde 1 a 2. De la misma manera, la velocidad \vec{W} lo es a la trayectoria relativa

Evolución de escurrimiento dentro del rotor

En la secuencia de imágenes que se presentan a continuación (Figs. 3.6, 3.7 y 3.8), en círculos azules se representa la evolución de una partícula fluida desde la entrada (1) hasta la salida (2). La trayectoria absoluta de esta partícula se representa en color verde, vista desde una posición fija exterior, desde que ingresa al rotor hasta que sale de él, a medida que la misma gira

con velocidad angular ω constante. La trayectoria relativa de esta partícula se representa en color azul, vista desde una posición que gira con la velocidad del rotor a la velocidad ω .

El desplazamiento angular del rodete para cada paso de tiempo Δt representado es del orden de 17° para este ejemplo. En la Fig. 3.6 se observa la evolución de la partícula fluida desde la posición 1 hasta la posición $(1 + \Delta t)^{r,a}$, donde los superíndices r y a corresponden a la trayectoria relativa y absoluta respectivamente. Por el giro del rodete, en el sistema absoluto, se aprecia un desplazamiento angular del rotor igual a $\Delta\theta = \omega\Delta t$. Para obtener la posición de la partícula luego de que transcurre el tiempo Δt se procede de la siguiente manera: en el sistema relativo (Fig. 3.6, izq.) se traza una curva de trayectoria relativa tangente a los álabes del rotor. La partícula fluida se moverá sobre esta curva desde la entrada (1) hasta la salida del rotor (2). La posición radial, transcurrido el tiempo Δt , se obtiene utilizando la velocidad absoluta meridiana del fluido \vec{C}_m . El desplazamiento radial se obtiene con la formula $\Delta r = \Delta t C_{m1}$. De esta manera se obtiene la posición de la partícula $(1 + \Delta t)^r$ en el sistema relativo. En el sistema absoluto (Fig. 3.6, der.) el rotor tiene un desplazamiento angular $\Delta\theta$. La línea de trayectoria y la partícula en $(1 + \Delta t)^r$ no giran. Para obtener la posición de la partícula $(1 + \Delta t)^a$, se procede a rotar la partícula $(1 + \Delta t)^r$ desde el eje de giro en sentido antihorario un ángulo $\Delta\theta$. En la Fig. 3.7, se muestra el mismo procedimiento para dos pasos de tiempo Δt , y en la Fig 3.8, la resolución completa, obteniendo todo el recorrido del fluido, desde la entrada (1) hasta la salida (2). Puede apreciarse que el rodete le proporciona cantidad de movimiento angular ($C_u r$) al flujo en la dirección de giro.

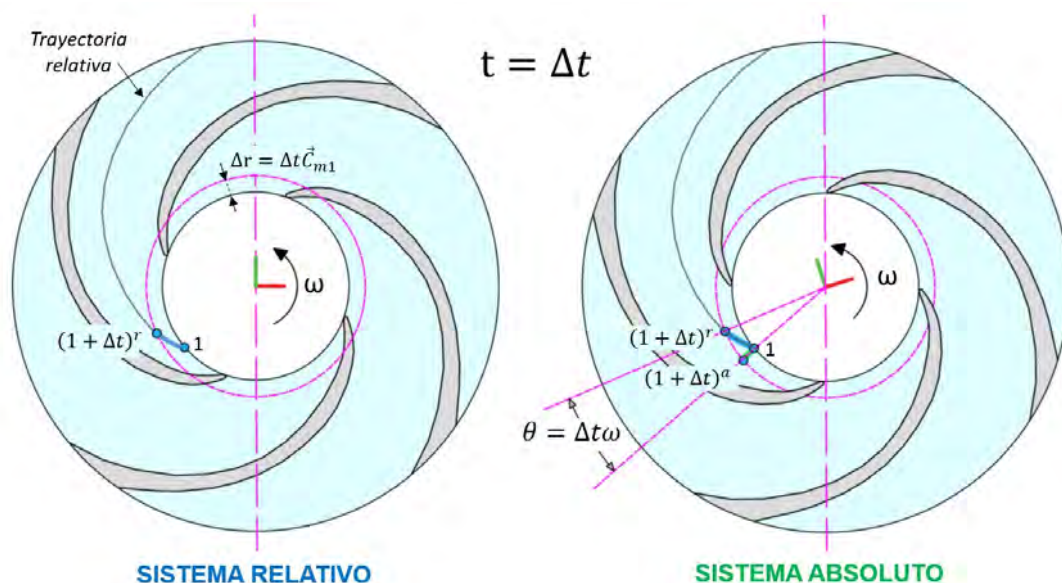


Figura 3.6: Trayectoria de una partícula fluida desde la entrada del rotor hasta una posición correspondiente a un intervalo de tiempo Δt . En el sistema relativo (izq.) la partícula se traslada desde 1 hasta la posición $(1 + \Delta t)^r$. En el sistema absoluto (der.), la partícula se traslada desde 1 hasta la posición $(1 + \Delta t)^a$

La comparación entre los triángulos de velocidades en las secciones de ingreso y salida del rotor explica los cambios en la dirección y magnitud de las velocidades al atravesarlo. Aquí se está representando el punto de operación 'de diseño', es decir, aquel para el cual se dan las condiciones de escurrimiento óptimas, de manera que las descripciones de los triángulos de velocidades realizadas son válidas para esta condición de operación únicamente. Al ser el

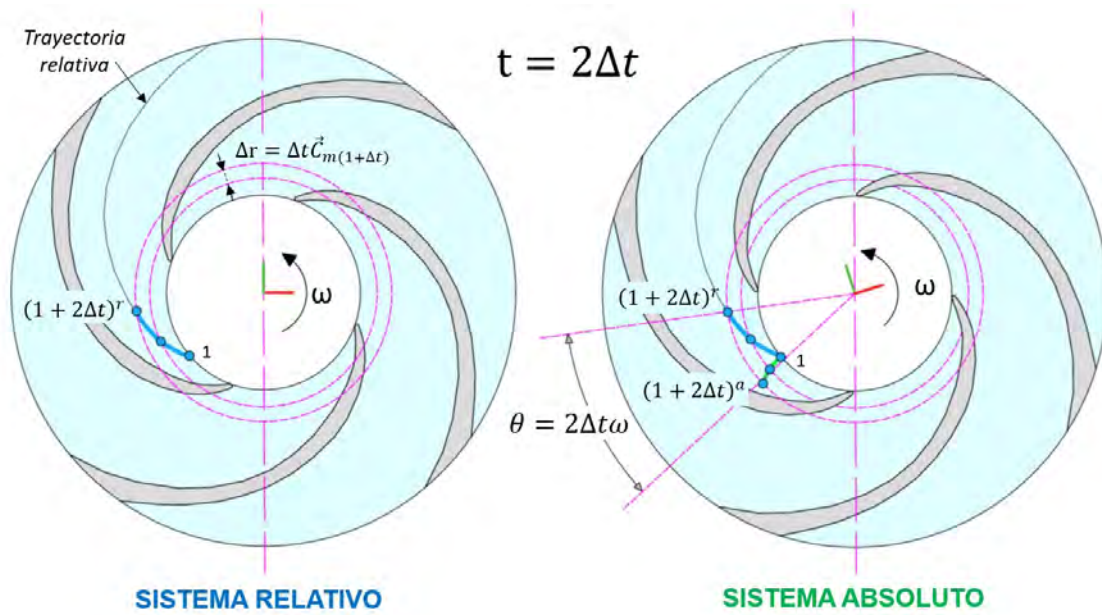


Figura 3.7: Trayectoria de una partícula fluida desde la entrada del rotor hasta una posición correspondiente a un intervalo de tiempo $2\Delta t$. En el sistema relativo (izq.), la partícula se traslada desde 1 hasta la posición $(1 + 2\Delta t)^r$. En el sistema absoluto (der.), la partícula se traslada desde 1 hasta la posición $(1 + 2\Delta t)^a$.

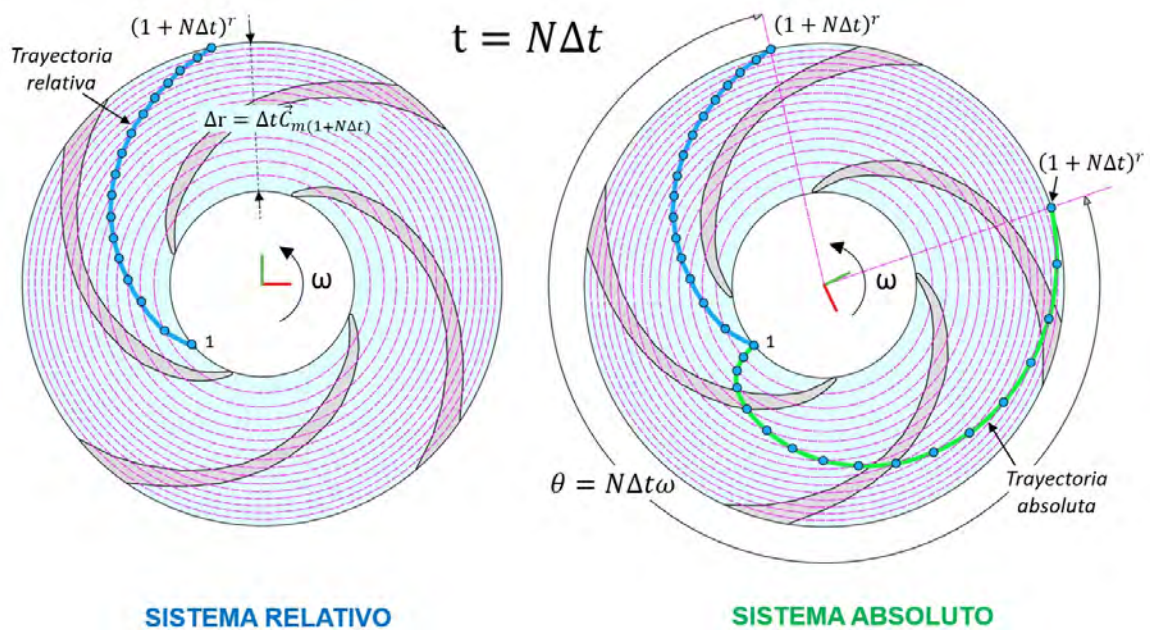


Figura 3.8: Trayectoria de una partícula fluida desde la entrada del rotor hasta la salida, correspondiente a un intervalo de tiempo $N\Delta t$. En el sistema relativo (izq.), la partícula se traslada desde 1 hasta la posición $(1 + N\Delta t)^r$. En el sistema absoluto (der.), la partícula se traslada desde 1 hasta la posición $(1 + N\Delta t)^a$.
Para este ejemplo analizado $N = 16$

diámetro de salida mayor que el de entrada, la velocidad tangencial \vec{U} es mayor en la salida que en el ingreso, ya que aumenta linealmente con el radio. Por otra parte, en el ingreso, \vec{C}_1 tiene dirección radial, y es coincidente en dirección y magnitud con \vec{C}_{m1} , la componente meridiana en el ingreso, ya que, en condiciones ideales, se asume que el flujo no tiene componente tangencial. Por último, la dirección de \vec{W} es tangente a la trayectoria relativa en cada punto (trazo azul de la

Fig. 3.8) y, por lo tanto, también es tangente al álabe en cada punto, asumiendo la hipótesis de escurrimiento unidimensional.

Escurrimiento ideal y real

Como se ha dicho, las descripciones que se han presentado responden a la hipótesis de fluido ideal y escurrimiento unidimensional, ya que resultan prácticas para caracterizar con sencillez y con suficiente aproximación la mayoría de los aspectos que se necesita conocer para poder manejar adecuadamente la información sobre las bombas, tanto en el tema de selección como de proyecto de instalaciones y diagnóstico general.

Las características del escurrimiento real dan cuenta de la presencia de los efectos friccionales y de las consecuencias del espaciamiento entre un álabe y otro; téngase en cuenta que la teoría unidimensional implica considerar que hay infinitos álabes por lo cual el guiado es idéntico para cada trayectoria. Esto se ve reflejado en un patrón de trayectorias relativas que no siguen exactamente la geometría de los álabes, como puede verse al comparar las Fig. 3.9a (fluido real) con la Fig. 3.9b (fluido ideal). Asimismo, en la Fig. 3.9c, se puede ver la distribución de la presión dentro del rodete en general y en el ingreso a un álabe en particular cuando se simula numéricamente para fluido real.

Para describir la afectación de las trayectorias cuando la bomba opera con caudales mayores o menores al de diseño de forma precisa, se debe considerar fluido real. En la Fig. 3.10, se puede apreciar claramente cómo se modifican los campos de presiones y de trayectorias, dando fenómenos locales de desprendimiento (áreas azules en el borde de entrada detalle en las figuras inferiores) en la cara cóncava (intradós) de los álabes para caudales menores al nominal y en la cara convexa (extradós) para caudales mayores al nominal. Estos fenómenos locales, además de introducir pérdidas de carga, inducen la presencia de cavitación cuando las presiones son menores a la presión de vapor.

Si bien es necesario simular el escurrimiento real para obtener las líneas de trayectoria fuera del punto óptimo, en la Fig. 3.11 se observa como el análisis teórico del triángulo de velocidades a la entrada de una bomba radial es de utilidad para explicar la aparición de zonas de desprendimiento y caída local de presión para caudales mayores y menores al óptimo.

Relación entre el diseño y las trayectorias del flujo

Recordando que la potencia hidráulica es $P_h = \gamma Q H_u$, se puede observar que, a partir de disponer de una potencia mecánica determinada en el eje, se puede obtener potencia hidráulica con un valor alto del salto -o energía por unidad de peso- y con un caudal reducido (relación H/Q alta), o al revés: se podría impulsar un gran caudal a poco salto (relación H/Q baja). En ambos casos, la potencia sería similar, pero el diseño de las bombas, diferente. En las instalaciones hidráulicas, el primer caso se da cuando hay que sortear grandes desniveles o grandes distancias (de manera que se necesita disipar mucha energía en pérdidas de carga) o ambas a la vez. El segundo, cuando se necesita trasvasar grandes volúmenes de agua en cortas distancias; es el

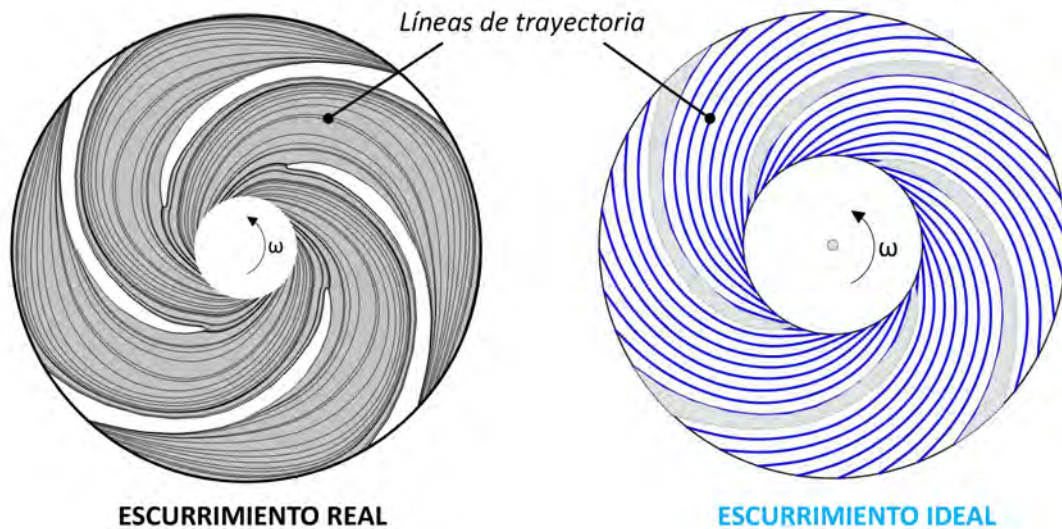


Figura 3.9: Diferencias entre las trayectorias para fluido ideal y real a) trayectorias relativas fluido real; b) trayectorias relativas fluido ideal; c) detalle de presión reducida localizada en el ingreso al rodete (fluido real)

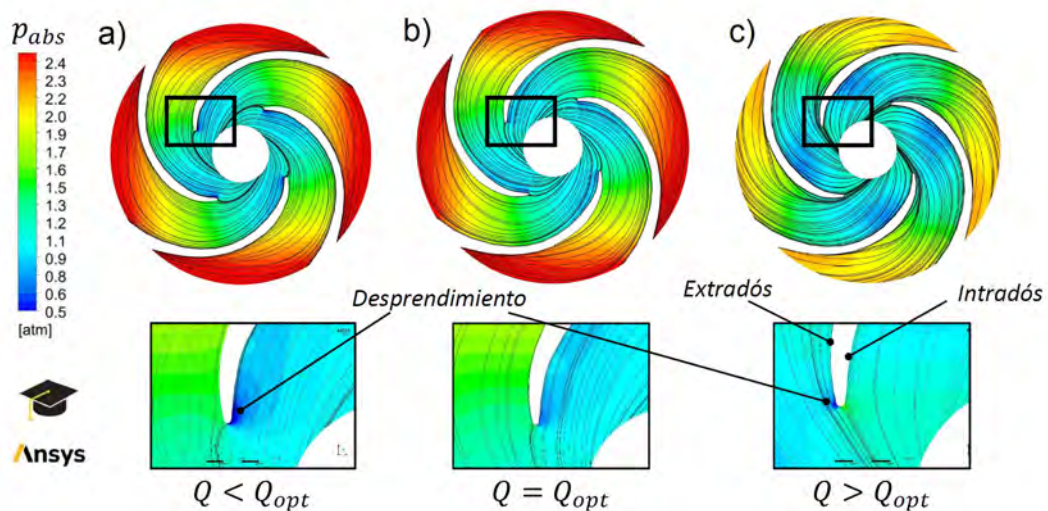


Figura 3.10: Trayectorias relativas y presiones para tres caudales de operación modelados con fluido real (arriba); Detalle del flujo en el borde de ataque de los álabes (abajo). Para caudales menores al óptimo, se observan desprendimientos en la cara da baja presión (intradós) y, para caudales mayores al óptimo, desprendimientos en la zona de baja presión (extradós)

caso de las obras de control de inundaciones. De manera que la magnitud de la potencia no es el indicador adecuado para asociarlo con un diseño (geometría) o un tipo de bomba, sino la relación H/Q para la cual fue desarrollada esa geometría.

En las bombas radiales o centrífugas, aptas para saltos altos en relación al caudal, el rotor tiene un diámetro de salida mayor que el de ingreso. Las secciones de pasaje del flujo son estrechas y evolucionan como conductos divergentes con un desarrollo extendido. Desde el punto de vista de la trayectoria del flujo, si se describe el escurrimiento, en forma simplificada, como unidimensional, esta se desarrolla en superficies que tienen distinta forma y orientación según el diseño. Para un rotor totalmente radial la trayectoria de una línea de corriente se inscribe en un

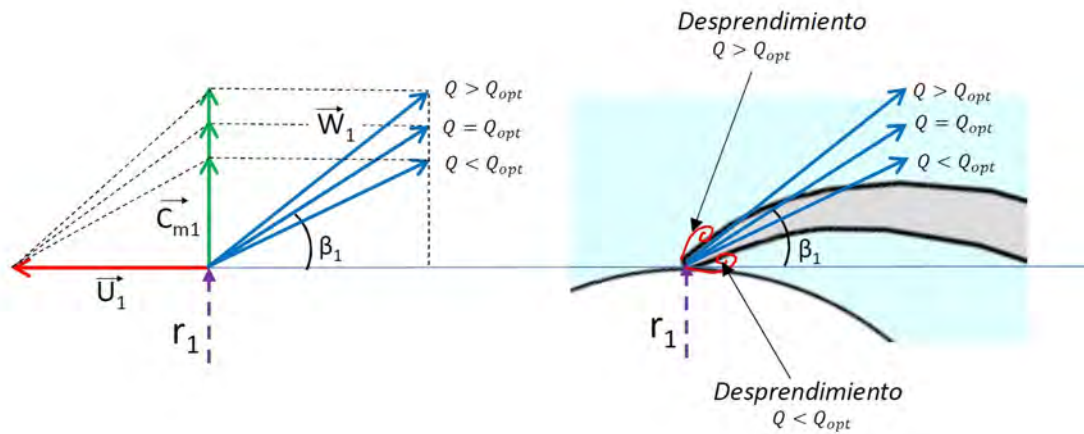


Figura 3.11: Análisis teórico de los triángulos de velocidades en la entrada de un rotor radial para caudales mayores y menores al óptimo. Como $C_{m1} = Q/\Omega = cte$ y $U_1 = \omega r_1 = cte$, \vec{W} deja de ser tangente al borde de ataque para caudales distintos al óptimo y aparecen zonas de desprendimiento

plano radial, perpendicular al eje de rotación (Fig. 3.12a). En la representación de los triángulos de velocidades se tendrá que considerar que la velocidad meridiana es función del área (de ingreso o salida, ya que son diferentes) y que la velocidad tangencial del rotor es función del radio (de ingreso o salida).

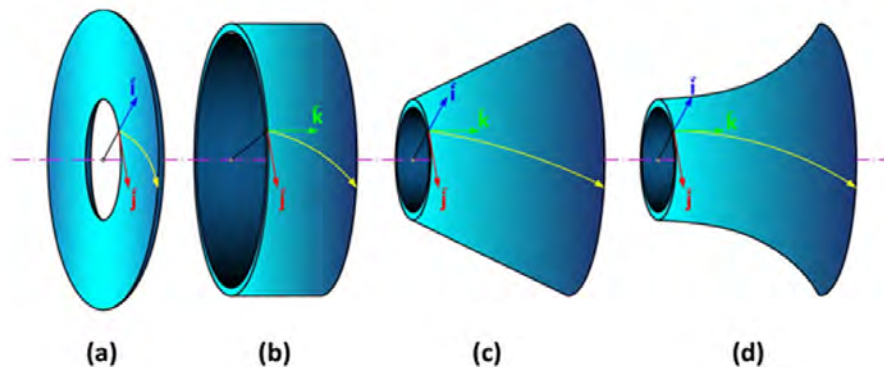


Figura 3.12: Superficie de escurrimiento en bombas a) radiales b) axiales c) diagonales y d) de flujo mixto.

El rotor de una bomba axial, en cambio, está compuesto por una cascada de álabes cortos, de poca curvatura, unidos al cubo central y se monta dentro de una tubería de sección constante por la cual recibirá el caudal en forma de flujo axial (Fig. 3.12b). Aquí el flujo que atraviesa el rotor recibe un empuje por parte del álabe, de la misma manera que lo hace un ala de avión para sustentarse en el aire. Del lado cóncavo la presión es mayor que del lado convexo del álabe, y la diferencia de presión entre ambas caras da lugar al empuje.

En el caso de un rotor axial, la trayectoria de una línea de corriente como la indicada en la Fig. 3.12b y la Fig. 3.13 evoluciona en una superficie cilíndrica coaxial con el eje de rotación. Tomando como referencia tres trayectorias: al radio exterior, al radio medio y al radio interior, estas se inscriben en tres cilindros correspondientes a dichos radios. Una manera usual de representar las trayectorias del flujo en los rotores axiales es desplegar estas superficies cilíndricas, ya que son desarrollables, incluyendo en ellas los cortes de los álabes que atraviesan (Fig. 3.14). Se

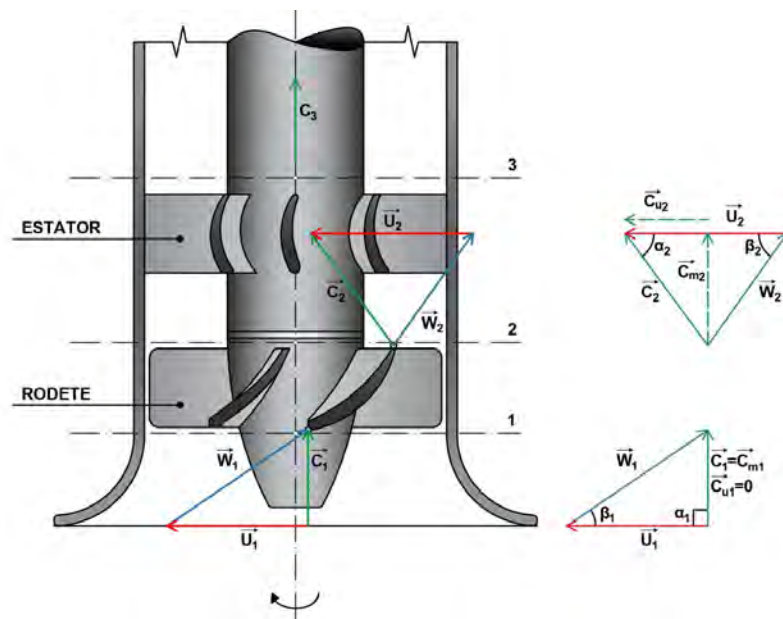


Figura 3.13: Representación simplificada del rotor y difusor de una bomba axial. A la derecha se esquematizan los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rotor. U_1 y U_2 tienen la misma magnitud en la entrada (1) y salida (2) del rotor para un mismo radio r .

representa en esta figura la 'cascada de álabes', correspondiente al desarrollo de una sección cilíndrica de un rodete axial, en el que se vuelcan también los triángulos de velocidades de entrada y salida, así como las trayectorias absoluta y relativa del flujo.

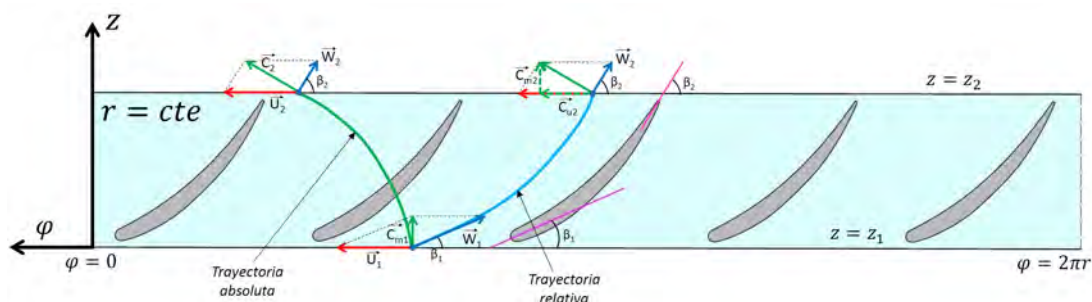


Figura 3.14: Trayectorias relativa y absoluta en una bomba axial para una superficie $r = cte$. Las componentes \vec{C}_{m1} y \vec{C}_{m2} son de la misma magnitud, ya que el caudal Q y las áreas de entrada y salida son iguales. La componente $\vec{C}_{u1} = \vec{0}$, ya que se considera flujo ideal en la succión de la bomba. La componente \vec{C}_{u2} otorga momento cinético en la sección de salida

Esta representación permite apreciar la diferencia en la inclinación de los perfiles a distintos radios. Esta diferencia explica la denominación de 'álabes' en lugar de 'palas' o 'paletas' (si fueran paletas, tendrían todos los perfiles la misma inclinación y geometría). Esta representación es conveniente para distinguir entre las trayectorias relativas y las absolutas.

En comparación con lo visto para bombas centrífugas, se pueden hacer las siguientes observaciones: en primer lugar, no aparecen fuerzas centrífugas debido al aumento de la velocidad tangencial del rodete, ya que al ser iguales los diámetros de entrada y salida, también lo son las velocidades tangenciales del rodete ($\vec{U}_2 = \vec{U}_1$) para cada línea de corriente, de manera que este efecto no contribuye al salto útil. Por otro lado, no se da el efecto de 'canal divergente' entre un álabe y su consecutivo, que se da en las bombas radiales, por lo cual no hay una ganancia

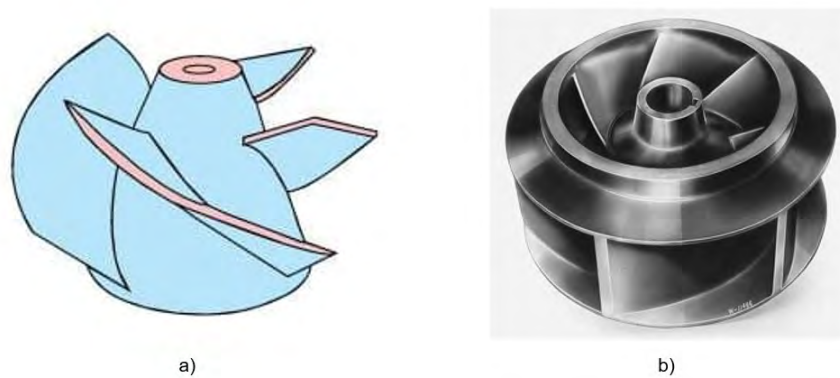


Figura 3.15: Rotor de bomba de flujo mixto: (a) del tipo abierto; (b) del tipo cerrado

de presión a expensas de una desaceleración del flujo. Por último, la curvatura de los álabes es reducida, por lo que no se da un cambio importante de dirección al flujo. Estos tres factores explican el poco aumento de la presión desarrollado en el rotor y consecuentemente, el bajo salto. A su vez, los canales de escurrimiento amplios, entre un álabe y su consecutivo, explican que son apropiadas para grandes caudales. El distanciamiento entre un álabe y otro favorece el comportamiento del álabe como un 'cuerpo sumergido en una corriente', similar al de los aeroperfiles, razón por la cual los álabes de este tipo de bombas responden a lo que predice la teoría de la sustentación, que plantea el fenómeno de circulación alrededor del perfil y la aparición de una 'fuerza de sustentación' resultante de la diferencia de presión entre ambas caras, que es la que realiza trabajo con el giro del rodete. En la Fig. 3.13 se puede ver la forma del difusor o estator, ubicado a la salida del rodete, encargado de redireccionar el flujo para que tenga dirección axial.

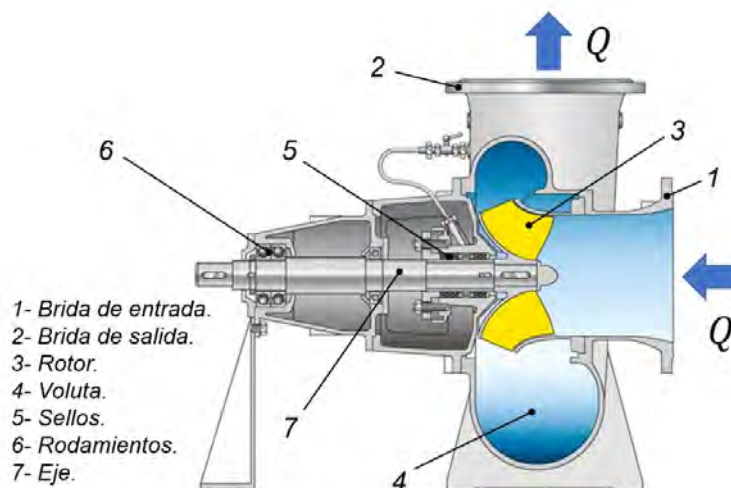


Figura 3.16: Bomba de de flujo mixto en corte. En amarillo se indica el rotor (fuente <https://bit.ly/2QH2VIG>)

Como se mencionó en el Capítulo 1, entre los extremos de los diseños radiales y los axiales se desarrolla toda una gama de diseños llamados 'diagonales y mixtos', que comprenden a todas las formas geométricas para las cuales las trayectorias se inscriben en superficies tridimensionales más complejas. En los casos de flujo mixto la trayectoria pasa de ser preponderantemente axial en el ingreso al rotor a preponderantemente radial en la salida. Es decir, siempre va de un radio menor a un radio mayor, pero adquiriendo componente radial a medida que el flujo atraviesa el

rotor.

Tomando como 'curva de revolución' la trayectoria de una línea de corriente, su giro alrededor del eje describe una superficie de revolución como la indicada en la Fig. 3.12c para los diseños diagonales y una como la mostrada en la Fig. 3.12d para los diseños de flujo mixto (también llamados 'tipo Francis'). En este último caso la superficie de escurrimiento de cada trayectoria es un hiperboloide de revolución. Para los rotores de flujo mixto, a medida que son menos axiales y más radiales, con mayor cantidad de álabes, se dan cada vez más las condiciones propuestas por la teoría de diseño de bombas centrífugas (escurrimiento unidimensional, transferencia de momento cinético, etc.) y menos las correspondientes a la teoría de sustentación de los perfiles sumergidos en una corriente (aeroperfiles).

La representación de las trayectorias de las bombas de flujo mixto (Fig. 3.15 y Fig. 3.16) usualmente se realiza en vistas en planta, y resultan similares a las descritas para los rotores radiales (Fig. 3.5). Dado que en este caso los vectores velocidad tienen componentes axiales y radiales, además de tangenciales, los triángulos de velocidades normalmente se representan abatidos sobre el plano radial (plano del dibujo) para conservar las magnitudes reales de los vectores \vec{C} y \vec{W} , que de otra manera se verían proyectadas. En esta vista, los álabes están representados por la proyección de la trayectoria de una línea de corriente.

Bibliografía recomendada

Karassik, I.J., Messina, J.P., Cooper, P., Heald, C.C. (2001). *Pump Handbook, 3rd ed.*. New York: McGraw-Hill.

Mataix, C. (1982). *Turbomáquinas hidráulicas*. Madrid: Harla.

Stepanoff, A.J. (1957). *Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application*. New York: John Wiley and Sons.

CAPÍTULO 4

Cavitación

*Cecilia Lucino, Mauricio Angulo, Arturo Rivetti
y Julieta Bus-cetti*

Definición

La cavitación es la formación de vapor en los líquidos, a temperatura constante. Para que ocurra este fenómeno debe reducirse la presión en el líquido, ya sea por un aumento de la velocidad como por un descenso de la presión local de otro origen. Este fenómeno se diferencia de la ebullición, que es como se denomina a la formación de vapor por aumento de la temperatura, a presión constante. En la Fig. 4.1 se puede ver este cambio de fase en una representación gráfica de la presión en ordenadas, respecto de la temperatura, en abscisas.

La magnitud que indica la condición crítica para que se desarrolle la cavitación es la presión de vaporización. Debe tenerse en cuenta que la presión considerada cuando se aborda el fenómeno

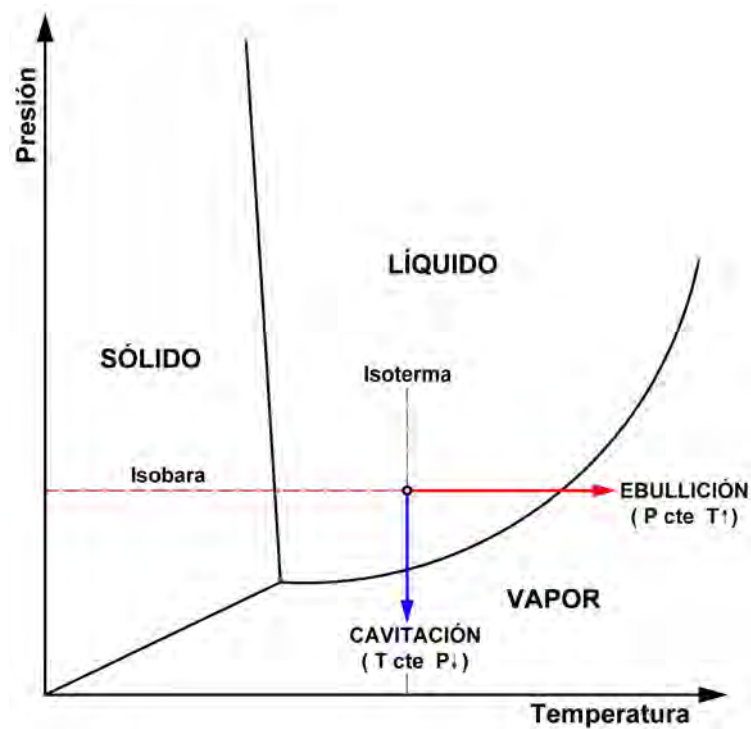


Figura 4.1: Diagrama de fases

de cavitación es la presión absoluta. Para el agua, la presión de vapor tiene un valor dado para cada temperatura. Luego, dependiendo de la cota sobre el nivel del mar a la que esté la bomba, será distinta la presión atmosférica y por lo tanto a medida que la cota aumenta, a igualdad de las demás variables, la sensibilidad a la cavitación será mayor.

La cavitación se origina en diferentes situaciones o configuraciones del escurrimiento, razón por la cual recibe diferentes nombres:

1. la cavitación de torbellino o vorticosa, es la que se inicia y desarrolla en las zonas de baja presión de los vórtices, que aparecen en ubicaciones donde se dan gradientes de presiones localizados, como por ejemplo en el extremo de los álabes de las bombas axiales (Fig. 4.2a);
2. la cavitación de burbujas aisladas, es la que se origina por los núcleos gaseosos presentes en los líquidos, dando lugar a la formación de burbujas de vapor en zonas de baja presión, en el flujo y también sobre la superficie de los álabes (Fig. 4.2b);
3. la cavitación de bolsones o cavidades, es la que tiene lugar en zonas de desprendimiento del flujo, generalmente en el borde de ataque de los álabes, cuando el flujo se aparta mucho de la condición de diseño (Fig. 4.3).

De manera que el desarrollo de la cavitación ocurre en las zonas de baja presión local de las bombas, ya sea porque la presión media disminuye lo suficiente en la sección de escurrimiento o porque se dan condiciones particulares para que solo localmente se alcance la presión de vaporización, aunque la presión media sea moderada, como, por ejemplo, zonas de desprendimiento del flujo de los perfiles sólidos, velocidades del flujo locales altas, vorticidad, etc. Esto hace muy difícil lograr un funcionamiento libre de cavitación en todo el rango de caudales y para distintas

velocidades de rotación, a menos que la condición de operación sea a caudal prácticamente constante y se haya instalado correctamente la bomba. Se verá que es posible anticipar condiciones en las cuales no se desarrolle la cavitación asociada a las presiones medias en el rodete, definiendo adecuadamente la cota de instalación de la bomba.

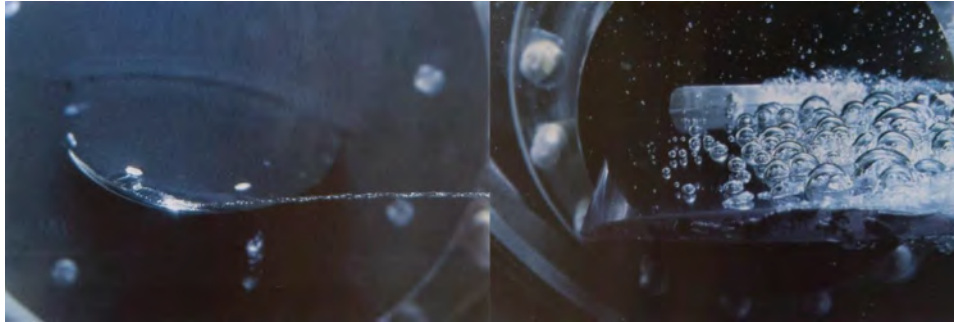


Figura 4.2: Cavitación a) vorticosa (bomba axial). b) de burbujas aisladas (fuente: La cavitation, Mécanismes physiques et aspects industriels, 1995., Presses Universitaires de Grenoble)



Figura 4.3: Cavitación en borde de ataque de una bomba centrífuga (fuente: La cavitation, Mécanismes physiques et aspects industriels, 1995., Presses Universitaires de Grenoble)

Efectos y detección de la cavitación

El efecto destructivo de la cavitación deviene del fenómeno de implosión de las burbujas de vapor. En el inicio o inyección, se dan las condiciones locales para que se forme la burbuja de vapor (borde de entrada en Fig. 4.2b). Luego la burbuja avanza con el flujo pasando por tramos donde, si la presión sigue disminuyendo, el tamaño y la cantidad de burbujas aumenta. Finalmente, la masa de vapor atraviesa una sección en la cual la presión nuevamente aumenta, superando el valor de la presión de vaporización, lo cual induce al cambio de fase vapor a líquido, que es llamado implosión, este proceso se muestra esquemáticamente en la Fig. 4.4. Este fenómeno, que también se puede explicar como la formación de un jet de líquido hacia el interior de la burbuja, es rápido y libera mucha energía en forma de presión concentrada en un área muy pequeña cuando se produce próximo a la superficie de los álabes (Fig. 4.5). La repetición continua de estas implosiones sobre las superficies móviles o fijas de las máquinas hidráulicas produce un efecto de fatiga y consecuente rotura del material, al cual se lo denomina *pitting*. La superficie pasa de

ser lisa a tener un aspecto levemente rugoso, como una lija fina, luego aumenta la profundidad de la erosión, conformando un patrón de oquedades característico que da cuenta de la pérdida de material por efecto de la cavitación.

En la Fig. 4.6 se puede ver cómo se manifiesta el daño ocasionado sobre la superficie, cerca del borde de entrada del rodete. Suele confundirse la erosión por cavitación, de la que produce la abrasión, que es un daño ocasionado por la fricción con materiales sólidos en suspensión, como por ejemplo arena, que deja trazas claramente longitudinales, en la dirección de avance de las partículas en el lugar del daño. También es frecuente que la abrasión induzca el inicio de la cavitación, por la irregularidad que crea localmente en la superficie, entonces aparece la cavitación y su consecuente erosión, en zonas donde no es esperable, y pueden verse ambos efectos en una misma zona de la superficie.

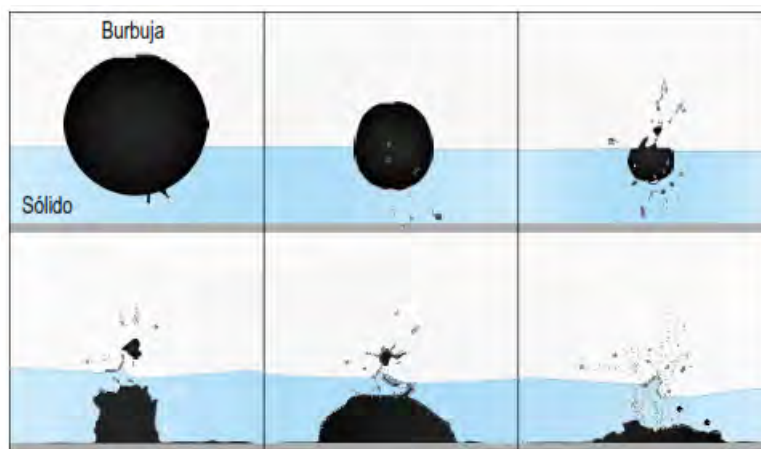


Figura 4.4: Proceso de implosión de una burbuja de vapor

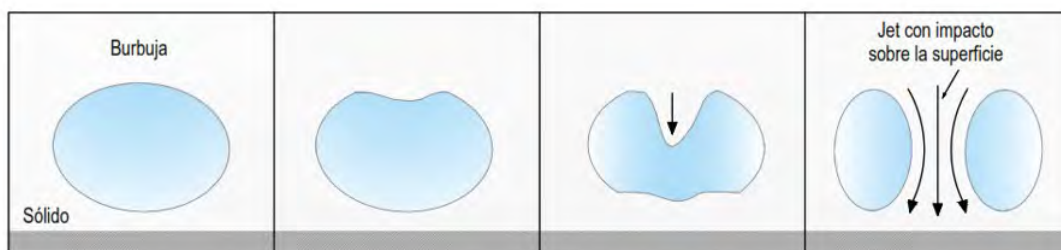


Figura 4.5: Formación de un jet en el colapso de la burbuja

Los efectos de la cavitación sobre las turbomáquinas en general, y las bombas en particular, son: presencia vibraciones, ruido, disminución del rendimiento (caída del salto y el caudal) y erosión de las superficies sobre las cuales se produce la implosión de las burbujas de vapor.

La cavitación asociada a la presión media de la sección de escurrimiento y, por lo tanto, a la cota de instalación de la bomba, se desarrolla en el interior del rodete o impulsor, sobre los álabes, próxima al borde de entrada (tramo de succión).

La cavitación de burbujas que se desarrolla en los álabes de las bombas (cubriendo parte de la superficie) es sensible a la presión media de la sección y por lo tanto a la cota de instalación de la bomba. La cavitación vorticosa, en cambio, si bien aumenta cuando la presión media dis-

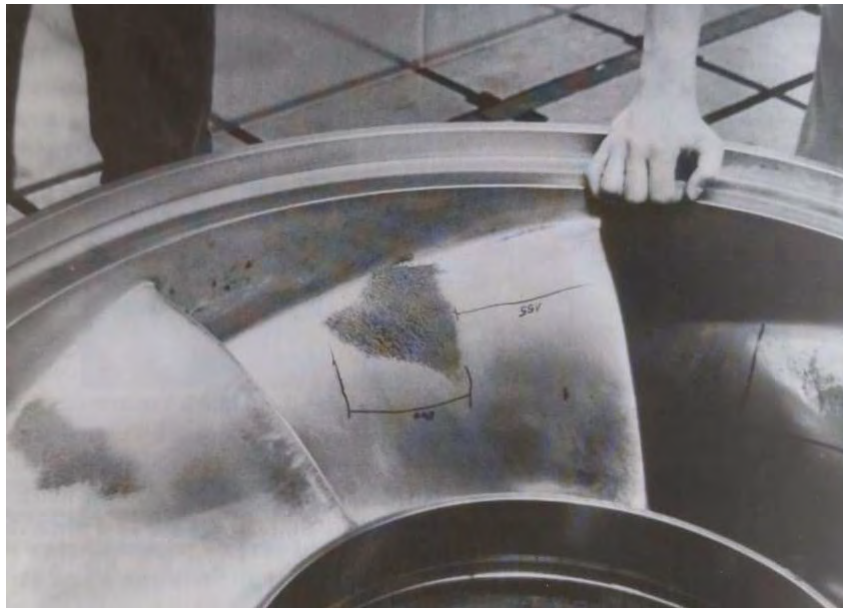


Figura 4.6: Erosión superficial en la parte externa del álabe de una bomba de acumulación (fuente: La cavitation, Mécanismes physiques et aspects industriels, 1995., Presses Universitaires de Grenoble)

minuye, es controlable principalmente con el diseño u ocurre cuando hay un alejamiento de las condiciones de diseño. La cavitación de lámina, que ocurre cuando hay un despegamiento del flujo, obedece a que la incidencia del flujo respecto del perfil de los álabes se aleja de la incidencia óptima de diseño, por lo tanto también es un tipo de cavitación que está influida por el diseño y por las condiciones de operación (caudal mayor o menor que el de diseño).

Aunque la cavitación en una bomba puede desarrollarse, como explicamos, por diferentes motivos y en distintas partes de la bomba, lo que nos interesa en esta materia es saber de qué manera podemos controlar las presiones medias en las secciones de menor presión, que van a condicionar el inicio de la cavitación sobre los álabes (partimos de una bomba ya diseñada y construida). De manera que, en adelante, cuando hablemos de cavitación, lo haremos en referencia a la cavitación de burbujas, sensible a la cota de instalación de la bomba, fenómeno que se produce sobre los álabes, en zonas próximas al ingreso al rodete. Para ello definiremos un parámetro que va a indicar en cierta forma 'cuánto margen' se tiene respecto de la condición en la que se va a iniciar la cavitación. Es llamado *ANPA* (Altura Neta Positiva de Aspiración).

La cavitación, además de causar efectos destructivos al material, puede impedir que la bomba funcione con el salto y el caudal esperados según su curva característica $H - Q$. La disminución progresiva del nivel de la cámara de succión (suponiendo que el salto es constante) implicará una cada vez mayor altura de aspiración de la columna de agua en el tramo de succión (indicada como H_{S1} , H_{S2} , etc.), como se muestra en la Fig. 4.7. A partir de un valor determinado de H_S comenzarán a afectarse los valores de operación de las curvas características: salto, caudal, rendimiento, los cuales descenderán progresivamente respecto de las curvas $H - Q$ y $\eta - Q$ originales.

En la práctica, al desarrollarse progresivamente la cavitación en el ingreso al rotor, se apreciará que no puede entregarse el caudal previsto, aun abriendo más la válvula, si fuera posible. Esto lleva a la necesidad de conocer anticipadamente, para unas condiciones de instalación determi-

nadas (H_S dado), el valor del caudal para el cual el salto, y por lo tanto el rendimiento, se ven alterados por las condiciones en la succión de la bomba. Esto significa que más allá del efecto de erosión de la cavitación, su desarrollo es perjudicial porque impide obtener el caudal y el salto requeridos. Por eso es necesario contar con parámetros que permitan controlar su desarrollo.

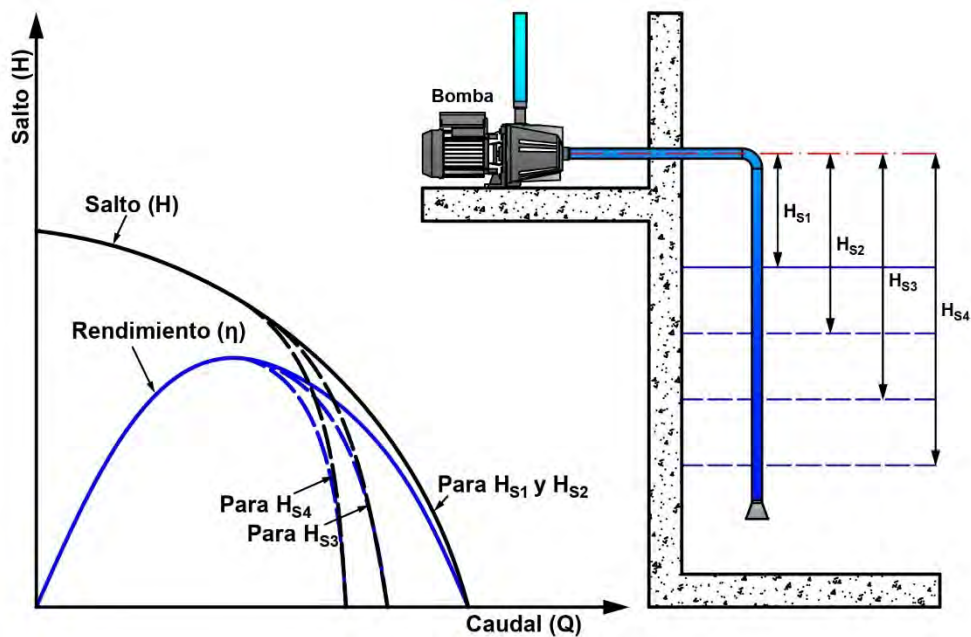


Figura 4.7: Impacto de la cavitación en las curvas características

Altura Neta Positiva de Aspiración disponible en la instalación

Para realizar el análisis de las condiciones de cavitación en el funcionamiento de una bomba, es necesario conocer las condiciones de succión del sistema en el cual será instalada. Es decir que una misma bomba en diferentes condiciones de succión del sistema podrá trabajar de manera totalmente diferente en cuanto a cavitación se refiere.

En el esquema de la Fig. 4.8 se representan las líneas de energía total y piezométrica para el tramo de succión de la bomba, tomando como plano de referencia (z) el que pasa por el eje de la bomba. Esta referencia debe definirse porque la ecuación de Altura Neta Positiva de Aspiración (*ANPA*) se expresa en energía por unidad de peso en valor absoluto en una sección determinada. Tomando como referencia una trayectoria media del flujo en la conducción, sabemos que la ubicación de la piezométrica, representada en valor relativo a la atmósfera, nos dice si en la sección hay presión mayor, igual o menor a la atmosférica. Al pasar exactamente por la ubicación del punto analizado de la trayectoria, nos indica que en esa condición de operación la presión interna coincide con la atmosférica. La referencia de presión absoluta, (cero absoluto), se ubica trazando una paralela a la conducción, desplazada en la magnitud de la presión atmosférica, indicada con la altura de presión H_{atm} . Por encima del cero absoluto se traza la referencia de la altura de vaporización, que para el agua fría es del orden de 15 cm (variable con la temperatura). Esto nos permite identificar, en cada sección de escurrimiento, cuál es la altura de energía por encima de la altura de presión de vapor.

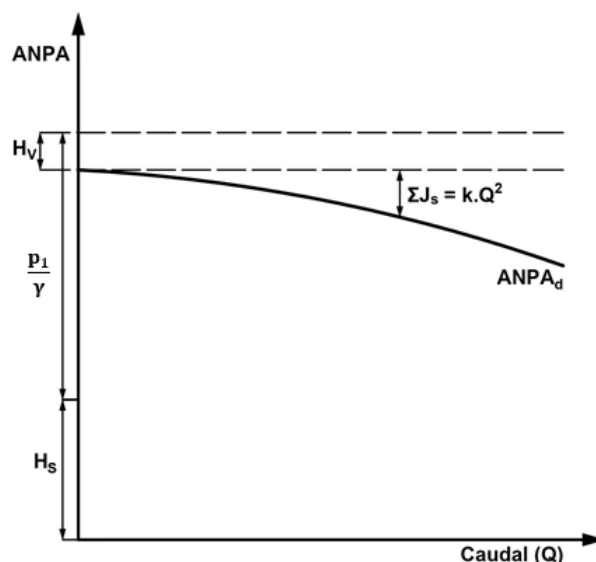


Figura 4.9: Curva de ANPA disponible

Altura Neta Positiva de Aspiración requerida por la bomba

Para un caudal de funcionamiento, a medida que desciende la presión media, como sería el caso de tener una bomba de vacío que permita reducir la presión p_1 de la cisterna (manteniendo el salto de la bomba constante), las líneas de energía total y piezométrica se trasladan paralelamente hacia abajo, estando cada vez más próximas a la presión de vaporización (valor de presión absoluta). En la Fig. 4.10 se expresa esquemáticamente la situación en que la instalación dispone de una energía en la brida de entrada tal que la piezométrica toca la presión de vapor en un punto interior del rodete (punto 3), próximo al borde de entrada. En esta situación se dice que se alcanzó al *ANPA* requerido. Es decir, es la situación límite o de mínima energía posible por encima de la altura de presión de vapor.

La expresión '*ANPA* requerido por la bomba' expresa la mínima energía específica requerida para que la bomba funcione sin cavitación, expresada en valor absoluto y medida en la brida de succión de la bomba, por sobre la altura de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo y referido al eje de la bomba (Ec. 4.5).

$$ANPA_r = H_{2min} - H_v \quad (4.5)$$

Donde H_{2min} representa la altura mínima de energía en valor absoluto necesaria en la entrada de la bomba referida a su eje y en valores relativos; y H_v , la altura de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo.

El valor de H_{2min} se obtiene a partir de la medición de la presión y el caudal. En efecto, tal como ilustra la Fig. 4.10, $H_{2min} = p_{2abs}/\gamma + V^2/2g$, con lo cual se obtiene la Ec. 4.6.

$$ANPA_r = \frac{p_{2abs}}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} - H_v \quad (4.6)$$

La curva $ANPA_r$ está representada en la Fig. 4.11; es obtenida experimentalmente y es una

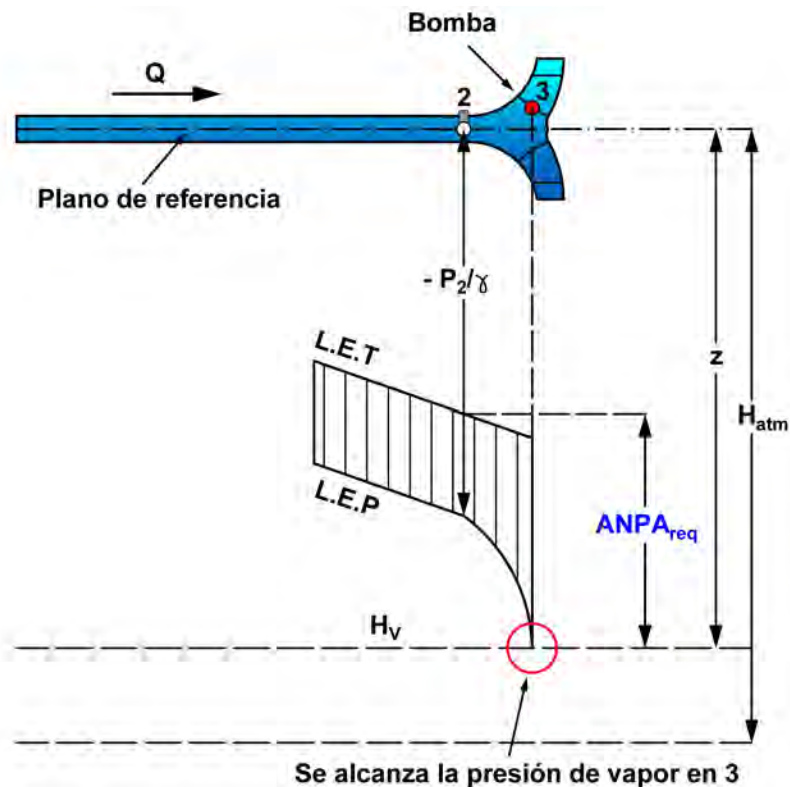


Figura 4.10: Definición de ANPA requerido

curva característica porque es propia de cada bomba (de cada diseño). Como se aprecia, su forma es aproximadamente cuadrática para caudales altos.

Como fin práctico, el $ANPA_r$ impone limitaciones en las condiciones de succión de modo de mantener la presión en la entrada del rodete de la bomba por encima de la presión de vapor del líquido bombeado. La presión más baja del sistema se localiza en la entrada del rodete, por lo tanto, si se mantiene la presión en esta sección con un valor mayor al de la presión de vapor, no habrá cavitación en los álabes de la bomba. Para asegurar esto, para un determinado caudal, se tiene que cumplir que la altura de energía disponible en la instalación (la que tiene como consecuencia de cómo es la instalación) sea mayor que la que se requiere para que se alcance la cavitación dentro de la bomba:

$$ANPA_d > ANPA_r \quad (4.7)$$

Esto se hace obteniendo el $ANPA_r$ para el caudal considerado, de la curva que da el fabricante y comparándolo con el $ANPA_d$ obtenido de acuerdo a la geometría y H_s de la instalación.

Altura crítica de aspiración o de sumergencia

Una manera de abordar el tema de la instalación de la bomba es calcular la situación límite, para el caudal de operación que es objeto de análisis, es decir:

$$ANPA_d = ANPA_r \quad (4.8)$$

Con el caudal seleccionado se ingresa a la curva de $ANPA_r$ de la bomba y se toma el dato

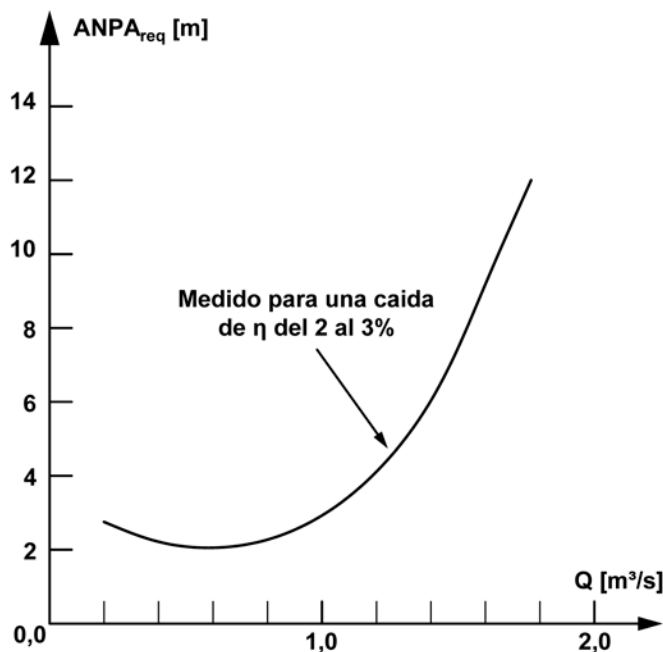


Figura 4.11: Curva de ANPA requerido

correspondiente a ese caudal. Se plantea la igualdad con el $ANPA_d$, en la cual se despejará la incógnita que se quiere considerar (J_{1-2} , H_S , o algún otro dato de la conducción de succión en particular) para saber cuál es la condición límite, y a partir de allí, dimensionar con cierta revancha. Generalmente el dato de interés es H_S crítico, con el cual se sabrá en qué condición de aspiración (valor de H_S negativo) o de sumergencia (valor de H_S positivo) se alcanzará la condición límite.

$$ANPA_r = ANPA_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} + H_{Scrit} - H_v - J_{1-2} \quad (4.9)$$

Por ejemplo, si el valor de $H_{Scrit} = 0$ y la cisterna está abierta a la atmósfera, quiere decir que la situación límite se da cuando el nivel de agua en la cisterna se encuentra a la misma cota que el eje de la bomba (eje horizontal). Por lo tanto, si la bomba se ubicara por encima del nivel de la cisterna, la situación sería peor para el desarrollo de la cavitación, en cambio, si estuviese sumergida respecto del nivel de la cisterna, no se desarrollaría la cavitación. La bomba tendría mayor margen cuanto más sumergida estuviera. Calcular el H_{Scrit} es una manera de conocer cuál sería la condición extrema. Luego, conociendo este dato, la decisión de la cota de instalación se tomará de acuerdo con otros factores de conveniencia operativa o constructiva, sabiendo que satisface el requerimiento de revancha respecto al H_{Scrit} .

El término 'inicio de cavitación' en el ensayo experimental para la obtención de la curva $ANPA_r - Q$ es de difícil identificación, a menos que se registren variables que acusan su presencia en forma incipiente, como los acelerómetros, que permiten detectar vibraciones inducidas por la cavitación si se ubican en partes fijas de las máquinas cercanas a la zona donde se inicia el fenómeno, o los hidrófonos, que registran la emisión acústica producida por la cavitación; por lo tanto, para definir cuándo se llega al valor de $ANPA_r$, normalmente se toma como referencia la condición de operación para la cual la presencia de cavitación comienza a afectar las variables de operación (reducir su magnitud), como por ejemplo el caudal, la potencia o el rendimiento.

Generalmente se estipula que el $ANPA_r$ es cuando el rendimiento cayó un 2% (u otro valor especificado, generalmente entre el 1% y el 3%). De manera que la definición de $ANPA_r$ que se corresponde con su determinación experimental será:

$ANPA_r$ de una bomba es la altura de energía en la brida de entrada de la bomba, expresada en valor absoluto, referida al eje de la bomba, por encima de la altura de presión de vapor del líquido considerado (correspondiente a la temperatura de ensayo), para la cual se obtiene una caída de rendimiento hidráulico del 2% (u otro valor acordado o recomendado por la norma).

Determinación del punto de máximo caudal por cavitación

Si se superponen las curvas de $ANPA$ correspondientes a la bomba y a la instalación se tendrá el punto de intersección, o sea: $ANPA_r = ANPA_d$. Este punto expresa el caudal de bombeo de la instalación que entrega a la bomba la mínima energía admisible para el funcionamiento sin cavitación. El caudal correspondiente a este punto es denominado 'caudal límite por cavitación' o Q_{lim} (Fig. 4.12).

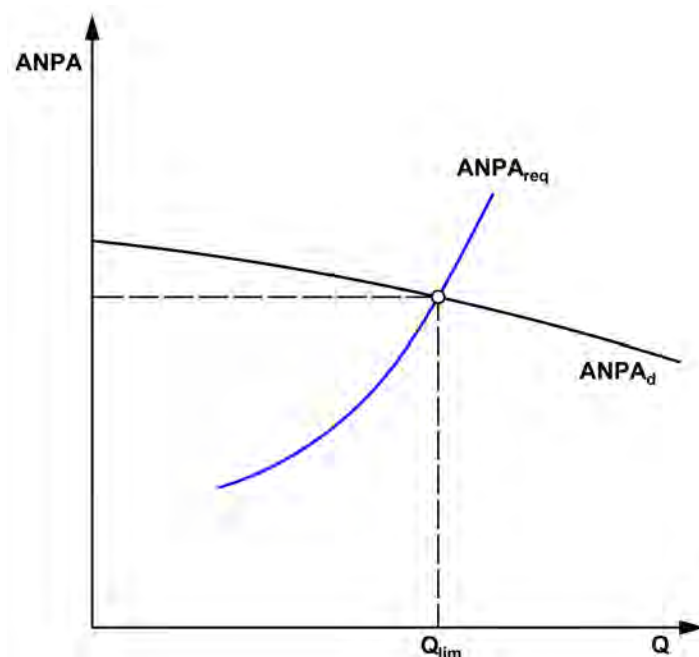


Figura 4.12: Caudal límite por cavitación

Para caudales mayores al límite, la altura de energía disponible en el flujo (mayormente en forma de presión) al entrar a la bomba es cada vez menor a la requerida así que aumenta el desarrollo de la cavitación. Por el contrario, para caudales menores, hay un margen de altura de energía disponible sobre la requerida, evitando que se alcance la situación límite.

Sintetizando, hay tres zonas de operación:

1. $Q_f = Q_{lim}$ corresponde al inicio de la cavitación;
2. $Q_f > Q_{lim}$ con desarrollo de cavitación;
3. $Q_f < Q_{lim}$ sin cavitación.

Correcciones para evitar la cavitación

Generalmente los fabricantes presentan la curva de $ANPA_r$, junto con la curva $H - Q$ de la bomba, de donde podemos obtener el caudal de funcionamiento Q_f (Fig. 4.13 parte superior). Si $Q_f < Q_{lim}$, como se indica en la Fig. 4.13, la instalación hidromecánica funciona correctamente respecto a la cavitación.

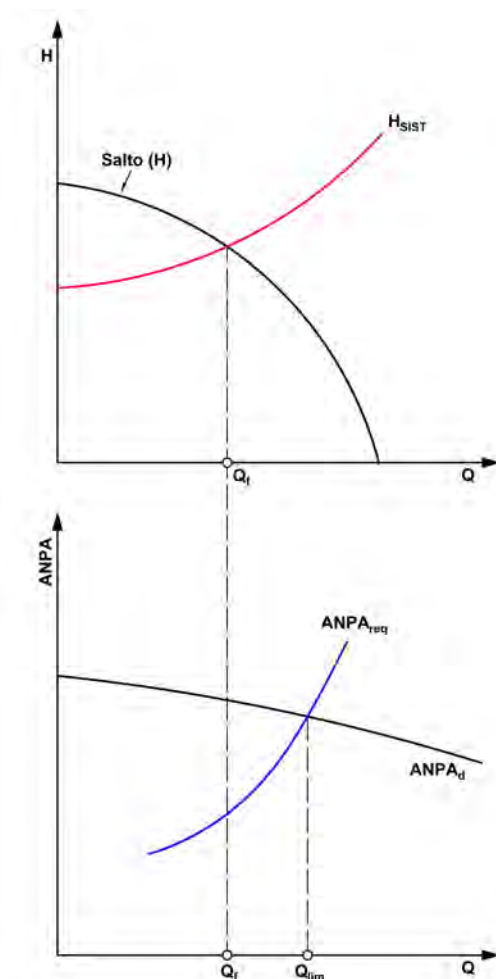


Figura 4.13: Operación sin cavitación

Si, en cambio, $Q_f > Q_{lim}$, deben corregirse la instalación o la bomba a fin de evitar esta situación. Las correcciones usuales dependen de la etapa de la instalación y esencialmente del costo, ya que no es lo mismo si se está en etapa de proyecto o si se debe corregir una instalación ya construida y que presenta un mal funcionamiento. A continuación, se realiza un análisis de las correcciones posibles:

Cambios en la bomba

1. Retocar el diseño del rodete o agregar dispositivos específicos que hagan;
2. Que la curva $ANPA$ sea más baja, como se ve en la Fig. 4.14 al pasar de la curva $ANPA_{r,1}$ a la curva $ANPA_{r,2}$. Esto significa introducir modificaciones en el diseño de los álabes o agregar dispositivos correctivos, como los inductores, que orientan mejor el flujo que ingresa

al rotor;

3. Variar el número de revoluciones (si esto es posible) con el consiguiente cambio de Q_f y Q_{lim} que deben ser analizados nuevamente.

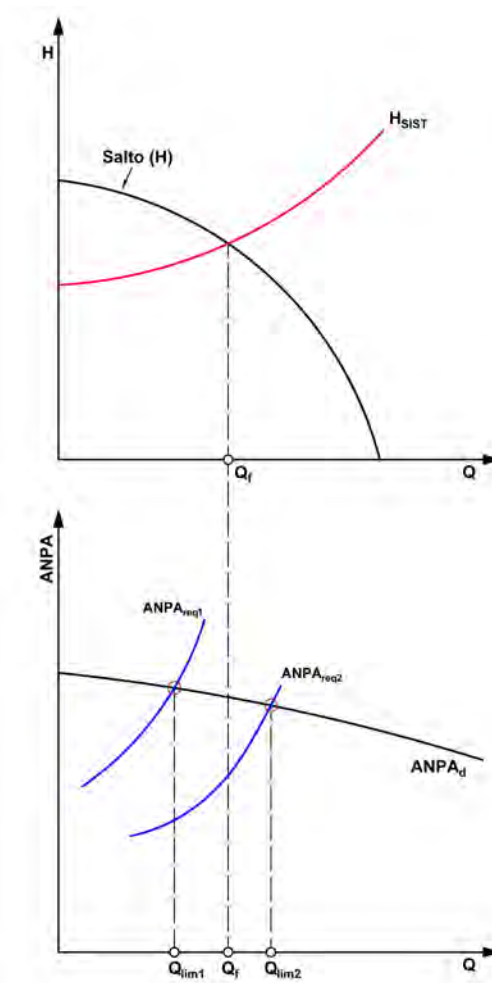


Figura 4.14: Corrección de la curva de $ANPA_r$.

Cambios en la instalación

1. En el tramo de aspiración: Recordando la Ec. 4.4, cuando la cisterna está abierta a la atmósfera, y teniendo en cuenta las variables sobre las que se puede operar para aumentar el caudal límite de modo que sea mayor que el caudal de funcionamiento, se tienen los siguientes posibles cambios en la instalación:
 - a) Variar la altura estática de succión H_s a valores admisibles, desplazando la curva $ANPA_d$ hacia arriba como indica la Fig. 4.15, arriba;
 - b) Reducir la pérdida de carga al sistema en el tramo de succión (Fig. 4.15, abajo);
 - c) En caso de que la cisterna donde se encuentre la toma no esté abierta a la atmósfera (no usual en la práctica), regular la presión absoluta, de modo que se obtendría un desplazamiento de la curva $ANPA$ como el de la Fig. 4.15, arriba.

2. En el tramo de impulsión: En este caso, para el tramo de impulsión lo que buscamos es disminuir el caudal de funcionamiento de modo que sea menor que el caudal límite evitando así la aparición de la cavitación:

- Sacrificar caudal de funcionamiento agregando pérdidas de carga al sistema en la impulsión (Fig. 4.16);
- Modificar la altura de bombeo, desplazando la curva del sistema como muestra la Fig. 4.17.

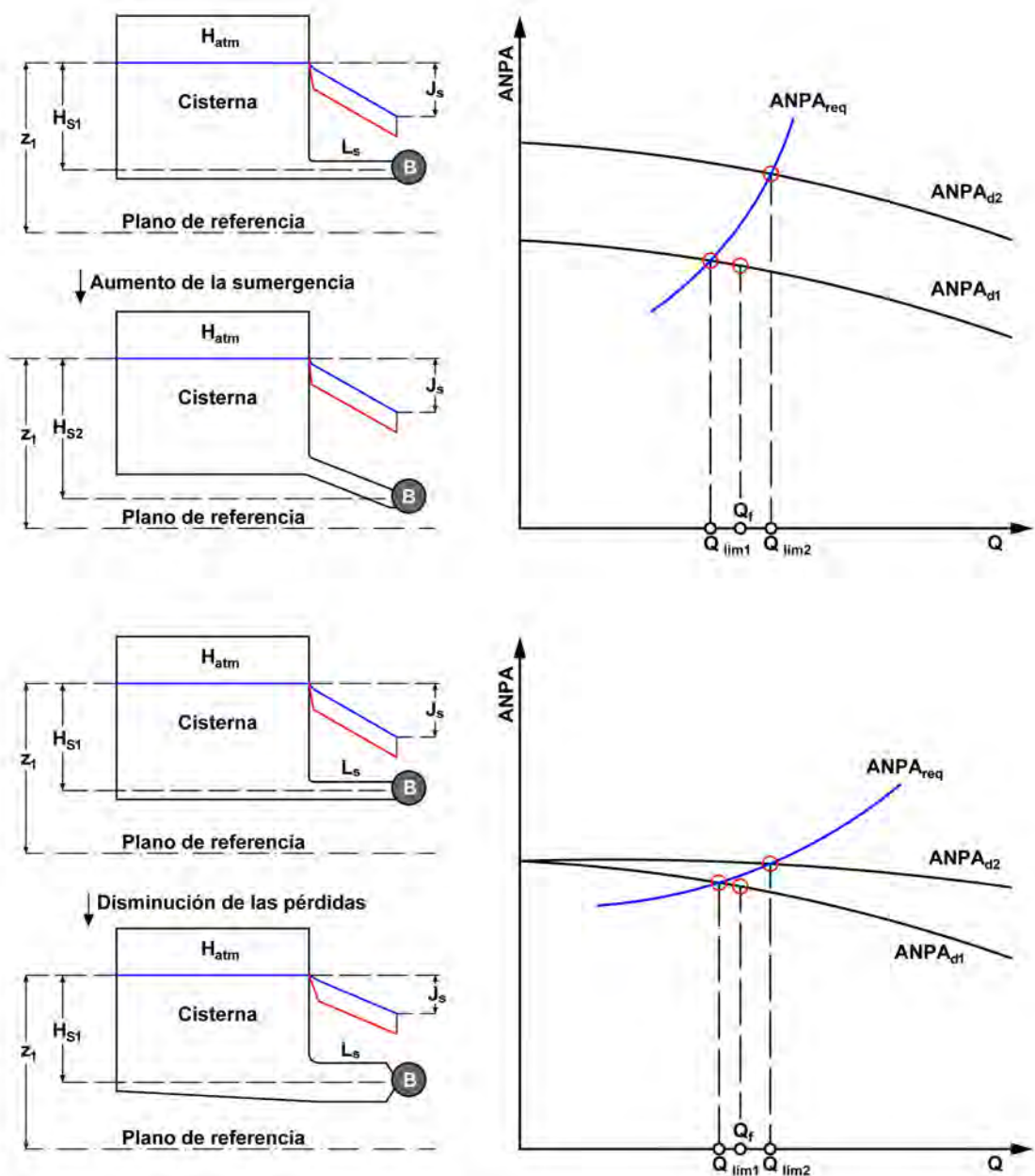


Figura 4.15: Corrección de la curva de $ANPA_d$: por aumento de la sumergencia (arriba); por disminución de las pérdidas en la succión (abajo)

También pueden realizarse correcciones combinadas. Se debe realizar un detallado análisis en cada caso, teniendo en cuenta los costos y la factibilidad técnica de la alternativa propuesta.

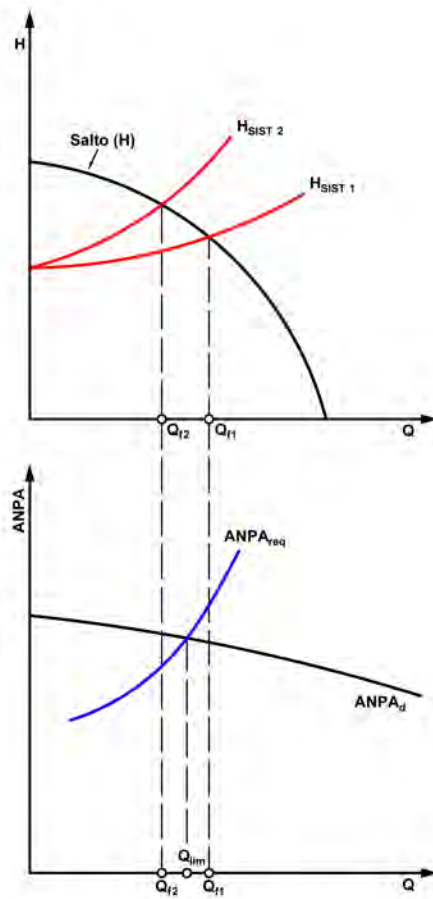


Figura 4.16: Sacrificar caudal (mayor pérdida en el tramo de impulsión)

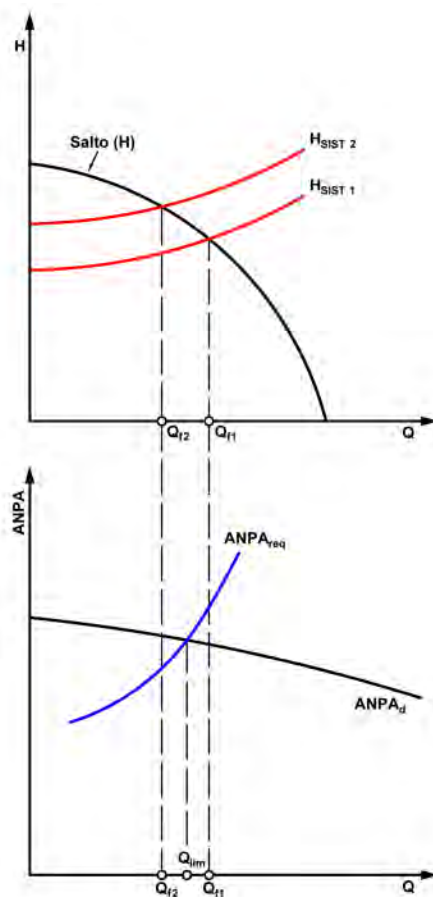


Figura 4.17: Aumento de la altura de bombeo (mayor pérdida en el tramo de impulsión)

ANPA disponible en bombas sumergibles

Las bombas sumergibles, por definición, se instalan de manera que la sumergencia H_S tiene valor positivo y se mide desde la campana de succión de la bomba hasta el nivel de la superficie libre. La magnitud de H_S (que los fabricantes recomiendan en función del diámetro de la bomba) se sumará a la altura de presión atmosférica (del orden de 10,30 m) y, como las pérdidas en la embocadura de la bomba son muy reducidas (excepto que se incorpore un filtro), el $ANPA_d$ en condiciones habituales siempre será mayor que 10 m. En estas bombas los valores de $ANPA_r$ para caudales altos suelen ser del orden de 11 m. El proveedor debe dar este dato particular de la bomba en forma de curva o como un valor único. A veces se da un valor de $ANPA_r$ único, que es el máximo (y los caudales más bajos tendrían mayor revancha).

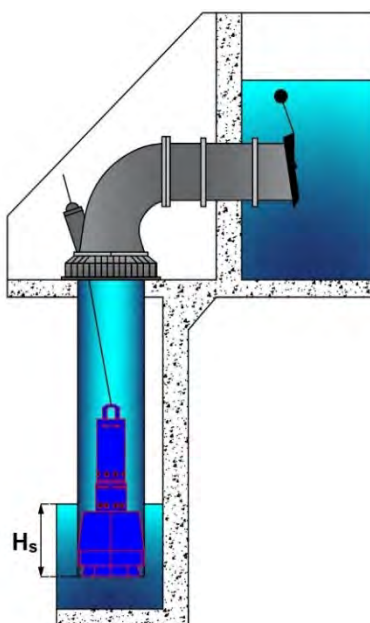


Figura 4.18: Sumergencia en una bomba sumergible

Bibliografía recomendada

Brennen, C. (2013). *Cavitation and Bubble Dynamics*. Oxford University Press.

<https://authors.library.caltech.edu/25017/1/cavbubdynam.pdf>.

Franc, J. P., Avellan, F., Belahadji, B., Billard, J. I., Briançon-Marjollet, L., Fréchou, D., Fruman, D., Karimi, A., Kueny, J. L., Michel, J. M. (1995). *La cavitation, mécanismes physiques et aspects industriels*. Grenoble: Presses Universitaires de Grenoble.

Mataix, C. (1982). *Turbomáquinas hidráulicas*. Madrid: Harla

Mataix, C. (1986). *Mecánica de los fluidos y máquinas hidráulicas, 2da. ed.* Madrid: Ediciones del Castillo S.A.

Cabrera, E., Espert, V., García Serra J., Martínez, F., García, M. (1996). *Ingeniería hidráulica aplicada a los sistemas de distribución de agua, vol. I*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.

Karassik, Igor J. (2008). *Pump handbook*. Nueva York: McGraw-Hill.

CAPÍTULO 5

Ecuación Fundamental de Euler

Arturo Rivetti y Cecilia Lucino

Planteo analítico

Los patrones de escurrimiento reales dentro de una bomba centrífuga son tridimensionales, lo cual hace compleja una descripción general de las trayectorias. En cambio, si se asume que el escurrimiento es unidimensional, es sencillo establecer la conexión entre la transferencia de energía y el 'diseño hidráulico' de impulsores y estatores o pasajes estacionarios de estas máquinas, a los fines de comprender cómo se produce la transformación de energía. De hecho, el análisis unidimensional permite deducir en forma satisfactoria (aunque con limitaciones) las características operativas de una bomba, por ejemplo: potencia y salto respecto al caudal, en las condiciones óptimas o de diseño. En las condiciones de operación que se alejan del punto de diseño, en cambio, el análisis unidimensional solo permite anticipar cualitativamente qué tipo de

distorsiones tendrá el escurrimiento en comparación con la situación de diseño.

Planteando hipótesis de fluido ideal (es decir: no viscoso, incompresible e irrotacional); considerando que la cantidad de álabes es infinita; y que el escurrimiento es unidimensional, de manera que las trayectorias siguen el perfil de los álabes, se logra obtener una descripción muy útil de aspectos relevantes del diseño y funcionamiento de las turbomáquinas en general y las bombas en particular, como, por ejemplo: encontrar una ecuación general que es válida para las turbomáquinas hidráulicas, diferenciar los distintos diseños de acuerdo a la trayectoria del flujo, aplicar la teoría de la similitud a través de las velocidades características y describir estados puntuales de operación (en el punto de diseño y fuera de él).

La mayor o menor representatividad de las hipótesis simplificadoras depende de qué tan alejadas estén las condiciones reales de funcionamiento respecto de las hipótesis. Por ejemplo, cuanto menor es la cantidad de álabes, más se aleja el comportamiento de la hipótesis de escurrimiento unidimensional, ya que entre un álabe y su consecutivo, las trayectorias no son homogéneas sino que se asimilan a las líneas de corriente que rodean a un cuerpo sumergido en una corriente (teoría de la sustentación).

El mecanismo de transferencia del par (o potencia) del eje al fluido que fluye dentro del impulsor es fundamentalmente dinámico; es decir: está relacionado con cambios en la velocidad del fluido. Esto requiere la introducción de la segunda ley de Newton que, planteada en forma de cantidad de movimiento angular, permite explicar de qué manera se le entrega momento cinético al fluido, a través de lo que se conoce como la ecuación fundamental de Euler. Las velocidades de fluido en la entrada y salida del impulsor se representan con la composición de los triángulos de velocidades, definidos por las componentes que expresan el momento de la cantidad de movimiento (o momento cinético).

De la teoría del volumen de control sabemos que, si la masa se conserva (no hay fugas de caudal por los contornos), en régimen estacionario, la variación de la cantidad de movimiento en el volumen de control es solo función de los estados final e inicial. En el caso de la bomba, la superficie de control que plantearemos está definida por los contornos sólidos y por las secciones de salida y entrada del flujo. El estado final corresponde a la salida del rotor, cuando ya adquirió cantidad de movimiento angular, y el inicial corresponde al ingreso al rotor (podría considerarse también un canal de escurrimiento entre dos álabes consecutivos como volumen de control y generalizarlo al conjunto).

La cantidad de movimiento angular que adquiere el fluido surge del torque resultante de las fuerzas exteriores aplicado al eje. Entonces, bajo las hipótesis planteadas, se puede escribir:

$$\sum T = \int_S \rho r C_u dQ \quad (5.1)$$

Donde $\sum T$ es la sumatoria de torques aplicados al eje de rotación, resultante de fuerzas exteriores aplicadas al rotor. Dado que no hay otras fuerzas aplicadas, el torque es el entregado por el motor en el eje:

$$\sum (F_{ext_i} r_i) = T \quad (5.2)$$

El segundo miembro de la Ec. 5.1 denota una integración sobre la superficie exterior del volumen de control V_c indicado en celeste en la vista en planta (Fig. 5.1) que, para el caso de bombas totalmente radiales, está contenido entre dos superficies anulares perpendiculares al eje. Esta integral expresa el momento de la cantidad de movimiento que adquiere el fluido que pasa por el rotor. Se considera que no hay otras fuerzas que produzcan torque efectivo en el eje además de la proveniente de la potencia mecánica entregada por el motor.

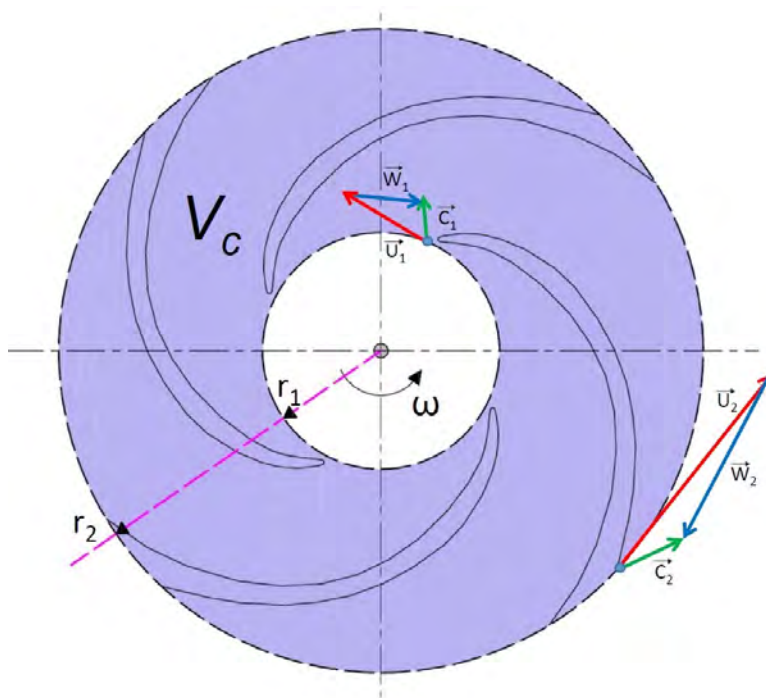


Figura 5.1: Volumen de control para el planteo la ecuación de Euler. En la sección de entrada (1) y la sección de salida (2) se esquematizan los triángulos de velocidades, donde \vec{w} es la velocidad relativa del fluido, \vec{U} , la velocidad del rotor y \vec{C} , la velocidad absoluta del fluido

La teoría del volumen de control permite obtener el resultado de la integral de la Ec. 5.2 como la diferencia entre el momento cinético en la sección de salida del rotor y en la entrada, siendo que el caudal es constante. Asumiendo que el escurrimiento es unidimensional, el diferencial de torque aplicado a una línea de corriente es idénticamente absorbido por todas las líneas de corriente de la superficie de escurrimiento que la contiene.

El momento angular del flujo a la salida del rotor estará dado por la componente de la velocidad absoluta que hace momento y se expresa como $C_{u2}r_2$; en el ingreso, será $C_{u1}r_1$ donde r_1 y r_2 son los radios a los cuales se produce el par para las respectivas componentes tangenciales de \vec{C} (Fig. 5.2):

$$T = \rho Q (C_{u2}r_2 - C_{u1}r_1) \quad (5.3)$$

El torque T aplicado al eje de rotación, imprime al rotor una velocidad angular ω constante, de manera que:

$$P_m = T\omega \quad (5.4)$$

Donde P_m es la potencia mecánica o la energía por unidad de tiempo, que expresa el trabajo realizado para entregar momento angular al fluido. Reemplazando T de la Ec. 5.4 en la 5.3,

aparece en el segundo miembro la velocidad angular ω que, multiplicada por los respectivos radios, resulta en la velocidad tangencial del rotor en la salida y la entrada, respectivamente.

$$P_m = \rho Q (C_{u2}\omega r_2 - C_{u1}\omega r_1) \quad (5.5)$$

Dado que $\vec{U}_2 = \omega r_2$ y $\vec{U}_1 = \omega r_1$, entonces:

$$P_m = \rho Q (C_{u2}U_2 - C_{u1}U_1) \quad (5.6)$$

El torque es positivo cuando tiene el mismo sentido de giro que la velocidad angular. Cuando el torque es positivo, se está entregando energía al fluido (bombas, compresores, ventiladores). Cuando es negativo, se está extrayendo energía al fluido (turbina).

Lo mismo puede verse a través de la variación de la componente tangencial del flujo entre el ingreso y la salida del rotor. Cuando esta componente aumenta, significa que el flujo absorbe energía. Para la misma convención de sentido positivo coincidente con el sentido de giro, si la componente tangencial de la velocidad disminuye, significa que se trata de una turbina, ya que se está extrayendo energía del fluido. Por otra parte, la potencia hidráulica se expresa como:

$$P_h = \rho g Q H_u \quad (5.7)$$

Y el rendimiento hidráulico es:

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_m} \quad (5.8)$$

Despejando la potencia mecánica de la Ec. 5.8 y reemplazando en la 5.6, luego de reordenar los términos, se llega a:

$$\frac{gH_u}{\eta_h} = (C_{u2}U_2 - C_{u1}U_1) \quad (5.9)$$

Que es la llamada ecuación fundamental de Euler para bombas rotodinámicas, o sea, las bombas que pertenecen al grupo de las turbomáquinas hidráulicas. En esta ecuación se pone en evidencia la relación entre la energía másica transferida al fluido, expresada por gH_u (la que ha logrado absorber el fluido y que para el caudal de diseño nos dará la potencia hidráulica obtenida), y el cambio que se produjo en las componentes tangenciales del flujo entre la salida y la entrada al volumen de control.

Esta deducción, realizada en forma general, incorpora la componente C_{u1} , aunque, para la condición de diseño de una bomba, se asume que esta componente es nula. Esto equivale a decir que el ángulo α_1 del triángulo de velocidades es 90° (Fig. 5.2). De esta manera, el segundo término de la Ec. 5.9 se desvanece y se obtiene el máximo salto útil.

Otro término que se define es el 'salto rotórico' que, para una bomba, es obtenido como:

$$H_r = \frac{H_u}{\eta_h} \quad (5.10)$$

El salto rotórico es la energía específica que tiene que disponer el rotor para que el fluido adquiera el salto útil. Por esa razón, se divide por el rendimiento hidráulico.

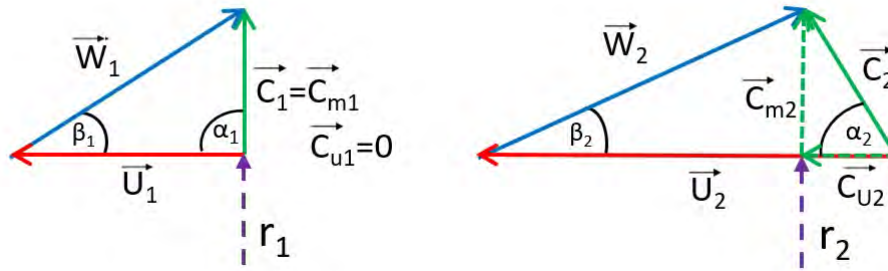


Figura 5.2: Triángulos de velocidades considerando un flujo ideal en la sección de entrada ($C_{u1}=0$).

Curva característica teórica

La ecuación de Euler permite relacionar el salto útil desarrollado (es decir, la energía por unidad de peso obtenida tras el paso del flujo por el rotor) con aspectos propios de su diseño. Debe tenerse en cuenta que se asumen las hipótesis de fluido ideal e incompresible y escurrimiento unidimensional, con infinitos álabes. Utilizando las relaciones trigonométricas de los triángulos de velocidades, es posible encontrar una ecuación que vincula el salto útil con el caudal, a la cual denominaremos 'curva característica teórica'.

Por un lado, se tiene la siguiente relación, a partir de la Fig. 5.2:

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{u2}} \quad (5.11)$$

Despejando \vec{C}_{u2} , se tiene:

$$C_{u2} = U_2 - C_{m2} \cot \beta_2 \quad (5.12)$$

La componente meridiana C_{m2} se obtiene del cociente:

$$C_{m2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \quad (5.13)$$

Donde b_2 representa la altura del área de salida del rotor.

Por otro lado,

$$U_2 = \frac{\pi n}{30} r_2 \quad (5.14)$$

Con lo cual queda la Ec. (5.15):

$$C_{u2} = \frac{\pi n}{30} r_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \cot \beta_2 \quad (5.15)$$

Y de la ecuación de Euler, para la condición de diseño:

$$H_u = \frac{\eta_h}{g} C_{u2} U_2 \quad (5.16)$$

Reemplazando la Ec. 5.15 en la 5.16 queda:

$$H_u = \frac{\eta_h}{g} \left(\frac{\pi n}{30} r_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \cot \beta_2 \right) \frac{\pi n}{30} r_2 \quad (5.17)$$

Poniendo como cte_1 y cte_2 los valores que no son variables de interés, queda:

$$H_u = \frac{\eta_h}{g} \left(cte_1 n^2 r_2^2 - cte_2 n \frac{Q}{b_2} \cot \beta_2 \right) \quad (5.18)$$

La Ec. 5.18 se puede interpretar como la representación analítica de la relación entre el salto útil y el audal, $H_u = f(Q)$, si se cumplen las hipótesis de infinitos álabes, fluido ideal, incompresible y escurrimiento unidimensional. Es decir, obtuvimos una ecuación que expresa cómo varía el salto para distintos caudales, dados una serie de datos geométricos o de diseño. Se puede definir un término A , que representaría la ordenada al origen dado por:

$$A = \frac{cte_1 n^2 r_2^2}{g} \quad (5.19)$$

Por otra parte, si se considera como constante B a:

$$B = \frac{cte_2 n}{b_2} \quad (5.20)$$

Si, además, $\eta = 1$ (fluido ideal), la Ec. 5.18 queda:

$$H_u = A - BQ \cot \beta_2 \quad (5.21)$$

Que es una recta con A de ordenada al origen y pendiente dada por el valor de la cotangente de β_2 . Recordemos que β_2 es el ángulo que indica la inclinación del álabe a la salida. En la Fig. 5.3 se representa esta recta, indicada como H_t , o salto teórico, curva característica con infinitos álabes.

Al tener un número finito de álabes, el salto útil desarrollado, en realidad, será menor al que se obtiene en la Ec. 5.21. Esto se representa esquemáticamente en la Fig. 5.3 con la inscripción ' H_t c.c. con Z álabes'.

Para un diseño dado, la ordenada al origen teóricamente será función del cuadrado de la velocidad de giro del rotor definida en el diseño, aunque debe tenerse en cuenta que la hipótesis de escurrimiento unidimensional es cada vez más débil a medida que el caudal se aleja del correspondiente al 'punto de diseño', especialmente para caudales muy reducidos, para los cuales se acentúan los fenómenos de desviación del flujo respecto de los contornos físicos y se produce el fenómeno de recirculación.

El hecho de haber planteado hipótesis simplificativas respecto a las características del escurrimiento impide dar cuenta de los efectos ocasionados por las pérdidas de carga en la curva característica obtenida. Considerando en forma conceptual de qué manera intervienen estas pérdidas en la capacidad de la bomba, se pueden mencionar dos factores que la afectarán negativamente: el primero es que a medida que el caudal aumenta, lo hacen las velocidades y con

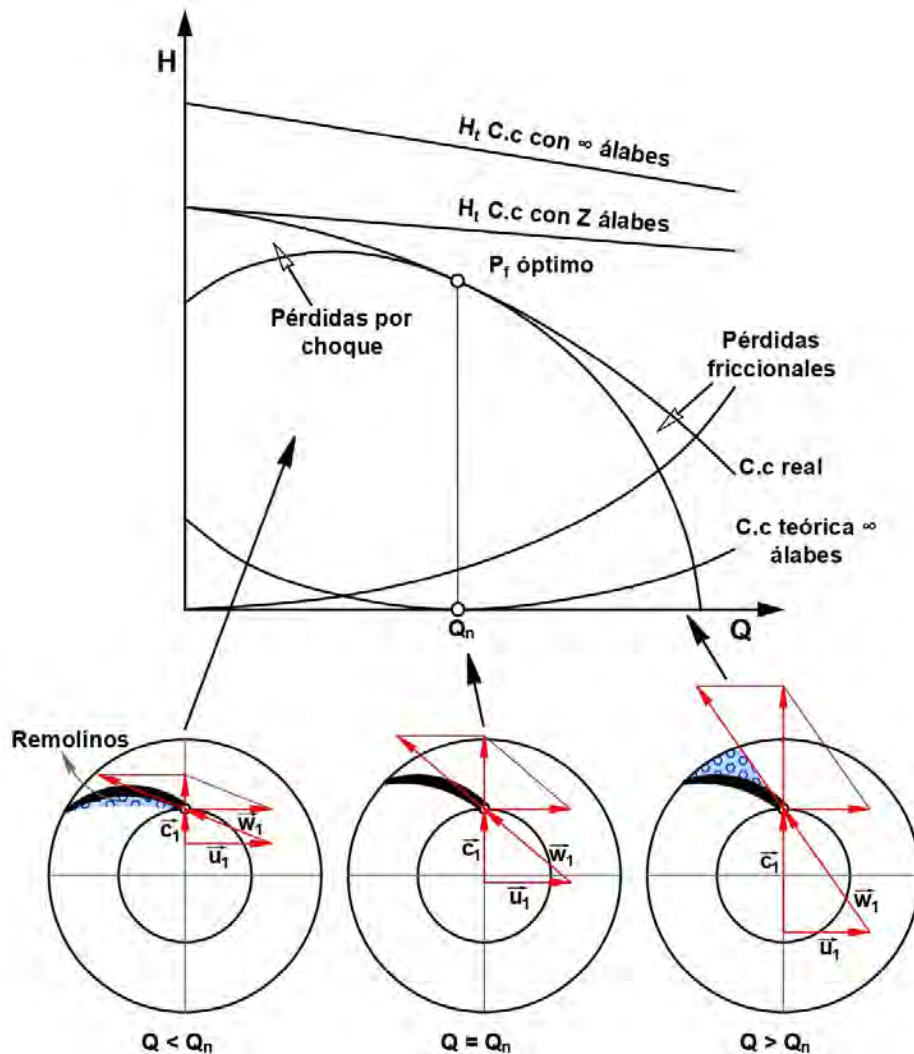


Figura 5.3: Curva característica teórica obtenida a partir de la ecuación de Euler (H_t c.c ∞ álabes) y real (H_t c.c real) de una bomba radial. En la parte inferior se esquematizan los triángulos de velocidades para el caudal óptimo, un caudal menor y uno mayor. Las pérdidas por choque se representan como regiones de remolinos

ellas, las pérdidas de carga friccionales, que se pueden representar con una función cuadrática con las velocidades o con los caudales (como se indica en la Fig. 5.3) con la representación de una parábola con ordenada al origen.

El segundo factor que resta capacidad a la bomba es el que se asocia al funcionamiento fuera del 'punto de diseño'. Teniendo en cuenta que la geometría se diseña para una cierta condición de salto, caudal y número de vueltas (Punto P_f óptimo en la Fig. 5.3), es esperable que en esta condición de operación particular el flujo se encuentre correctamente guiado. Sin embargo, en condiciones que se alejan cada vez más del punto de diseño, el flujo se desviará respecto de la superficie de los álabes y se harán presentes fenómenos de pérdida de carga asociados al desprendimiento en el borde de ataque (ingreso al rotor), como se indica en la misma figura, representados con curvas cuadráticas con ordenada al origen en el punto de diseño y crecientes hacia caudales mayores y menores respectivamente.

Ambos fenómenos de pérdida de carga restan energía al flujo, de manera que el salto útil 'real', o efectivo, se obtendrá de restar, a la altura de energía o salto útil, ambas pérdidas para

cada caudal, y seguirá una curva como la que se indica como 'c.c. real'. Obsérvese que las curvas características de cada diseño serán particulares en cuanto a la manera en que las afectan las pérdidas de carga, tanto por la forma de los álabes como también por su cantidad, sus ángulos, los espesores de estos, etc.

También se han representado en la misma figura los triángulos de velocidades teóricos para caudales mayores y menores que el de diseño.

Al ser β_2 un ángulo que queda definido entre la dirección tangencial al giro del rotor y la dirección tangencial al álabe en la salida, este tendrá una magnitud definida en la etapa de diseño y su impacto sobre el resultado, en cuanto a la forma de la curva $H - Q$, será muy importante, como lo anticipa la Ec. 5.21. En los rotores de bombas centrífugas los canales entre álabes son divergentes, es decir, tienen áreas de escurrimiento crecientes, de manera que el flujo es gradualmente desacelerado (aunque aumenta la componente tangencial). Este tipo de escurrimiento, con gradiente de presión adverso, es propenso a desarrollar fenómenos de despegamiento de los contornos hidráulicos y, consecuentemente, pérdidas de carga asociadas a estos fenómenos. Normalmente, los diseños de bombas radiales mantienen valores de β_2 no mayores de 25° .

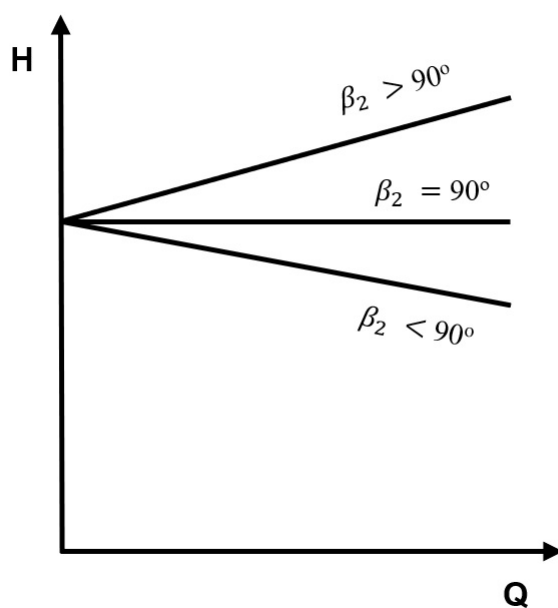


Figura 5.4: Curva característica teórica para distintos ángulos β_2 . En las bombas reales β_2 es siempre menor a 90°

En la Ec. 5.21 puede verse que si β_2 mayor a 90° teóricamente se obtendría una recta con pendiente positiva, que indicaría que el salto crece con el caudal (Fig. 5.4). Geométricamente, esto se representaría con álabes orientados en el sentido de giro del rotor inversos a los que se han mostrado hasta ahora, pero esto no es más que una especulación teórica. Es decir, por más que de la ecuación surja que podrían obtenerse valores de H_u crecientes con el caudal con β_2 mayores de 90° (porque la $\cot \beta_2$ es mayor) sin embargo esto en la realidad no ocurre. Para que la bomba funcione correctamente el ángulo β_2 debe ser menor de 90° , es decir, a medida que la bomba impulsa mayor caudal, entrega menor altura de presión.

La expresión teórica de la curva $H - Q$ a partir de la ecuación de Euler fue presentada a los

finés de introducir las variables de diseño y explicar los factores que conducen a tener una curva particular o 'característica' de cada diseño. Cabe recordar que, en la práctica, los fabricantes de bombas ofrecen en sus catálogos las curvas características reales, obtenidas por medio de ensayos en laboratorio. Estas curvas de base experimental (y no teóricas) son las que se utilizan en la práctica.

Rendimiento de una bomba

El rendimiento global de una bomba, η_T abarca todas las pérdidas de energía desde el suministro eléctrico al motor (P_e) hasta la energía específica entregada por el rotor al fluido, entre las bridas de impulsión y succión (P_h). En la Ec. 5.22 se expresa el rendimiento global de la bomba como el producto de tres rendimientos: rendimiento hidráulico η_h , rendimiento mecánico η_m y rendimiento eléctrico η_e .

El rendimiento eléctrico, η_e , incluye todas las pérdidas que se originan en el motor, entre el suministro eléctrico hasta el acople en el eje del motor con la bomba. El rendimiento mecánico, η_m , incluye las pérdidas en los rodamientos que mantienen al eje en su posición y los sellos, que impiden la fuga de caudal entre el eje y la carcasa de la bomba.

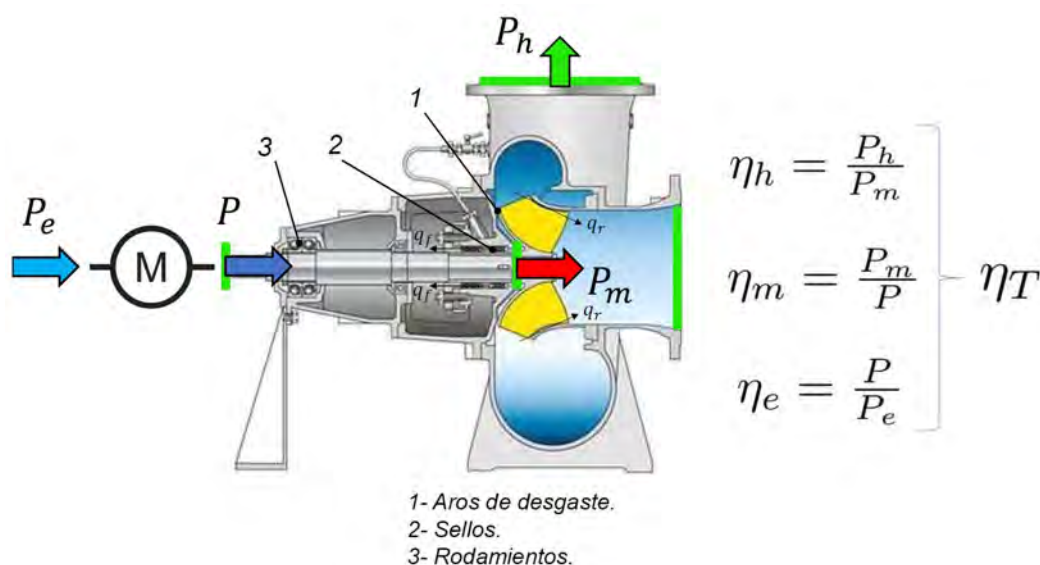


Figura 5.5: Vista en corte de una bomba de flujo mixto, donde se esquematizan las potencias y rendimientos intervinientes. La potencia P es entregada a la bomba por el motor eléctrico, restando las pérdidas mecánicas por rodamientos y sellos queda la potencia P_m disponible en el rotor. La potencia hidráulica P_h es entregada al fluido luego de considerar todas las pérdidas hidráulicas que ocurren dentro de la bomba entre P_m y P_h (fuente: <https://bit.ly/2QH2VIG>)

En la Ec. 5.23 se definen las relaciones entre los tipos de potencia intervinientes a partir de las definiciones realizadas sobre los rendimientos. En la Fig. 5.5 se esquematiza, sobre el corte de una bomba de flujo mixto, las potencias intervinientes y la relación de cada una de ellas en el rendimiento global η_T (Karassik, 2001).

$$\eta_T = \eta_h \eta_m \eta_e \quad (5.22)$$

$$P_e > P > P_m > P_h \quad (5.23)$$

El rendimiento η_h , a su vez, se puede subdividir en tres componentes de acuerdo a la Ec. 5.24. Las pérdidas mecánicas por fricción en los aros de desgaste están comprendidas por η_R , las pérdidas hidráulicas por fricción, choque y turbulencia dentro de η_E y las pérdidas volumétricas, que tienen en cuenta el caudal de recirculación q_r entre las partes rotantes y estacionarias y las fugas de caudal q_f dentro de η_V .

$$\eta_h = \eta_E \eta_V \eta_R \quad (5.24)$$

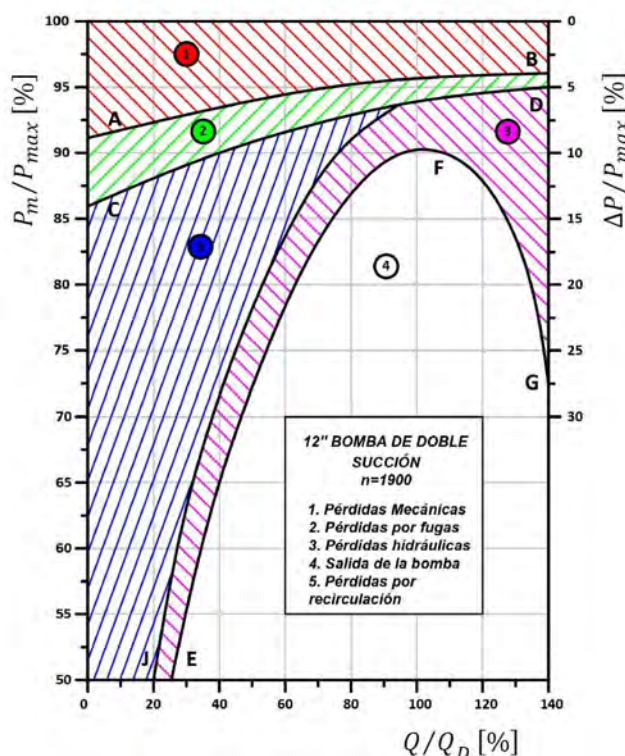


Figura 5.6: Pérdidas de energía en una bomba de flujo mixto y doble succión, discriminadas según su origen. El caudal, Q , y la potencia, P , están expresados como porcentaje del caudal de diseño y potencia máxima respectivamente. Las pérdidas mecánicas, para este ejemplo, incluyen las pérdidas de sellos, rodamientos y aros de desgaste

En la Fig. 5.6 se muestra, para un diseño particular, cómo se distribuyen los distintos tipos de pérdidas a lo largo del campo de operación de una bomba de flujo mixto y doble succión, en una representación $P - Q$, en forma porcentual. En el eje secundario se expresa el porcentaje de potencia ΔP que consumen las distintas pérdidas. Puede verse que se encuentran representadas, para este ejemplo, cuatro fuentes de pérdidas: mecánicas, volumétricas (fuga de caudal), hidráulicas y por recirculación. Sobre un total de potencia mecánica en el eje, identificada por el 100% en ordenadas, para cada caudal, se indica la influencia de cada tipo de pérdida. La suma de ellas, para cada caudal, termina dando como resultado de la sustracción, en forma porcentual, la curva $P - Q$ real, indicada con '4' en el gráfico presentado.

El efecto de pérdidas por recirculación se acentúa a medida que los caudales son menores al caudal de diseño, indicando la mayor dificultad del rotor en guiar en forma efectiva el flujo desde la entrada a la salida del rotor.

Comparando distintos diseños, el efecto de las pérdidas de carga totales, expresado como pérdida porcentual de potencia es mayor a medida que los rotores son más radiales, es decir, para números específicos menores.

Referencias

Karassik, I.J., Messina, J.P., Cooper, P., Heald, C.C. (2001). *Pump Handbook, 3rd ed.*. New York: McGraw-Hill.

Fig. 5.5: <https://bit.ly/2QH2VIG> en <https://www.ksb.com>. Obtenido el 26/05/2021

Bibliografía recomendada

Dixon, S.L. (2014). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Seventh Edition*.

Oxford: Butterworth-Heinemann Jones, Garr M., (2008). *Pumping Station Design*. Oxford: Butterworth-Heinemann.

Stepanoff, A.J. (1957). *Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application*. New York: John Wiley and Sons.

CAPÍTULO 6

Estaciones de bombeo para desagües pluviales

Cecilia Lucino, Facundo Ortiz y Sergio Liscia

Necesidad del bombeo en los desagües pluviales

Los desagües pluviales permiten el drenaje de las ciudades, conduciendo las aguas de las lluvias hacia sectores donde no ocasionen problemas, generalmente los mismos hacia los cuales el agua escurre naturalmente, pero con otra dinámica. El crecimiento permanente de las áreas impermeabilizadas, el continuo crecimiento de la población, las obras de infraestructura urbana y otros factores hacen que estas obras sean progresivamente menos eficientes y se produzcan escurrimientos y retenciones superficiales cada vez mayores, causando inundaciones.

Existen innumerables alternativas para mitigar estos efectos, pero se las puede dividir en dos

grupos: uno, asociado a incrementar la red de drenaje, porque esta es insuficiente (este tema no será abordado en este libro); el otro, a proveer energía adicional por la incorporación del bombeo.

El bombeo permite, o bien acelerar la velocidad del escurrimiento del agua, disminuyendo el nivel en el extremo inferior y, consecuentemente, aumentando la capacidad del sistema de drenaje, o bien independizar al sistema de drenaje del nivel del agua del cuerpo receptor. Ambos casos son similares conceptualmente ya que se materializan con la incorporación de un sistema de bombeo en el extremo de aguas abajo del conducto pero, en el segundo caso, requiere la materialización de una protección (por ejemplo, un endicamiento) para impedir el ingreso del agua desde el cuerpo receptor hacia la ciudad.

El primer caso explica el comportamiento del sistema de drenaje ante un evento de lluvia sobre la cuenca urbana y podemos entenderlo con el esquema simplificado de la Fig. 6.1, en la que se muestra una red de conductos de drenaje urbano que inicialmente pueden conducir los caudales asignados, generalmente de recurrencias de 2, 5 o hasta 10 años (excepcionalmente, 50 años, aunque solo se ha dado en muy pocos lugares del mundo), representado en la etapa de la ciudad inicial o primera etapa.

En la situación de la ciudad actual, representada como segunda etapa, se han expandido las áreas impermeables y ha aumentado la densidad poblacional, la red de drenajes ya no alcanza a evacuar las lluvias de diseño y, por diferentes motivos, no es posible su ampliación.

En la tercera etapa, la incorporación de energía mecánica, con la instalación de una estación de bombeo, permite incrementar la pendiente de la línea de energía, permitiendo incrementar la velocidad del agua y, con ello, la evacuación de mayores caudales, generando una mejora en el sistema de drenaje.

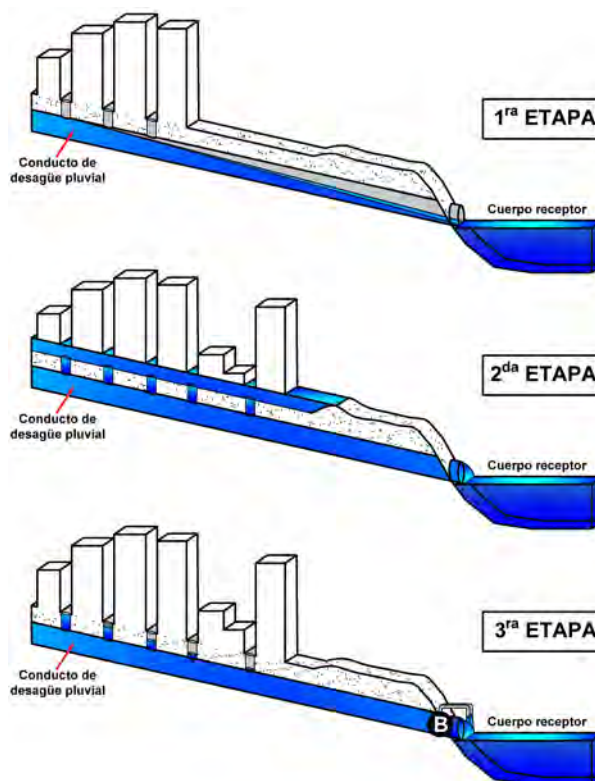


Figura 6.1: Etapas conceptuales de desarrollo de los desagües urbanos asociadas a eventos de lluvia en la cuenca urbana

En el segundo caso se incorpora como variable el nivel que puede adoptar el cuerpo receptor que, avanzando sobre la planicie de inundación, afecta las áreas bajas de la cuenca urbana. Siguiendo una secuencia de desarrollo de la urbanización similar a la descrita previamente, se pueden diferenciar las siguientes etapas (Fig. 6.2):

En la primera etapa, la población se mantiene alejada de las zonas de desborde del cuerpo receptor (lago, río) y se construyen conductos de desagüe por gravedad.

En la segunda etapa, la población se extiende sobre las proximidades del cuerpo receptor y las zonas bajas del terreno, donde se presentan inundaciones como consecuencia de los distintos fenómenos pluviales y por las crecidas del cuerpo receptor.

En la tercera etapa se construyen terraplenes que impiden las inundaciones debidas a niveles altos del cuerpo receptor. Generalmente en esta etapa se colocan compuertas automáticas que impiden el ingreso del agua hacia el área poblada a través del sistema de conductos.

Finalmente, en la cuarta etapa, para solucionar el problema que se origina cuando, en combinación con situaciones en las que el nivel del cuerpo receptor es elevado, llueve sobre la cuenca interna, se plantea la construcción de una estación de bombeo. Esta permite la evacuación de los volúmenes internos independientemente de los niveles externos.

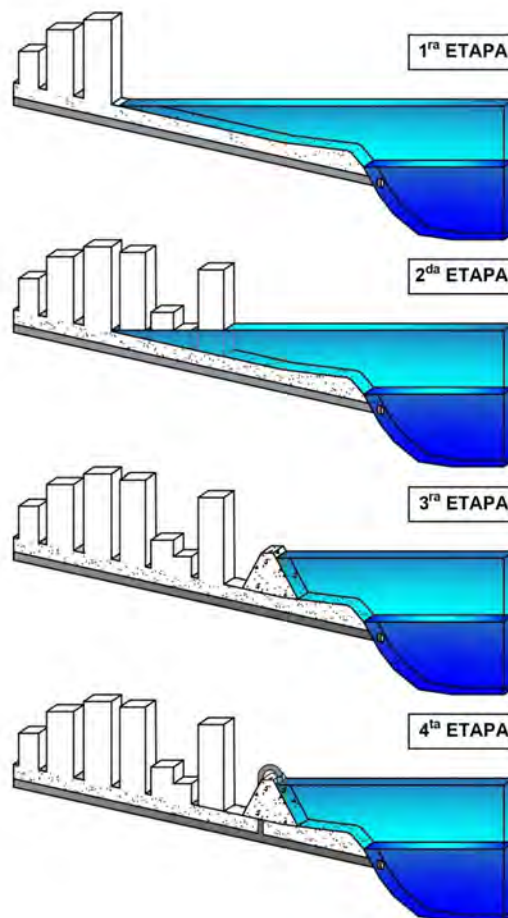


Figura 6.2: Etapas conceptuales del desarrollo de los desagües urbanos asociadas a la crecida del cuerpo receptor

Las razones por las cuales áreas que se encuentran naturalmente sometidas a crecidas,

cercanas a los cuerpos receptores, se urbanizan, son múltiples:

a) Cuando la frecuencia de este fenómeno es baja y no llega a integrarse claramente en la memoria colectiva. Es el caso de poblaciones en las costas de lagos o lagunas tales como las de Mar Chiquita, en Córdoba o Carhué, en la provincia de Buenos Aires;

b) Cuando, al contrario que el caso anterior, las crecidas son frecuentes y se asumen por parte de la población como algo natural, y toma respecto a ello ciertas precauciones para que no produzcan daños de mucha gravedad. En estos casos la necesidad de proteger las áreas tiene como objeto mejorar la calidad de vida, generar inversiones y, en términos generales, evitar que estos sectores configuren zonas marginales. Es el caso de muchos de los sectores aledaños al Riachuelo (río Matanza), río de La Plata y río Reconquista;

c) Por último, debe contemplarse la eventualidad de que las áreas urbanas aumenten la respuesta hidrológica de la cuenca y la frecuencia de las inundaciones. En estos casos la alternativa de aumentar el tamaño del curso está impedida por el mismo crecimiento urbano.

Hipótesis de diseño de una estación de bombeo

Veamos ahora las situaciones que se plantean dentro de un área urbana enmarcada por terraplenes con un sistema de desagüe y estaciones de bombeo. La primera situación contempla un nivel de restitución relativamente bajo, que habilita al sistema de desagües a trabajar por gravedad, prescindiendo de la estación de bombeo. En este caso el sistema funciona en forma tradicional, sin estación de bombeo, y su diseño responderá a los criterios habituales (Fig. 6.3a).

La segunda situación es la que emerge cuando el nivel de restitución impide la descarga por gravedad del sistema de desagües y debe operar la estación de bombeo. En este caso el sector urbano adyacente al curso tiene impedida toda descarga por superficie o a gravedad, y su seguridad depende exclusivamente de la capacidad de la estación de bombeo (Fig. 6.3b).

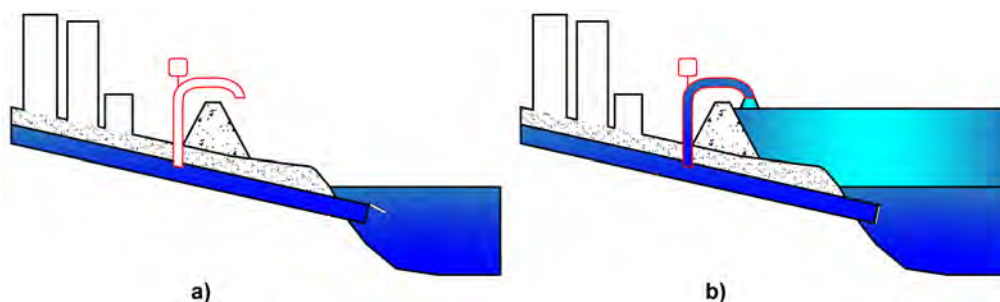


Figura 6.3: Esquema de endicamiento y estación de bombeo a) descarga por gravedad b) descarga por bombeo

Del mismo modo que el entubamiento de un curso natural dentro del casco urbano, las estaciones de bombeo, en general, aumentan la seguridad hasta ciertos valores del caudal o recurrencia, por encima de los cuales la capacidad de los conductos, diseñados para operar por gravedad, puede ser incluso menor que la propia del cauce (Fig. 6.4). El problema reside en la rigidez que la estación de bombeo exhibe para evacuar los caudales excedentes. Mientras que todo sistema que actúa por gravedad, entubado o no, está en condiciones de aumentar su capacidad con el solo hecho de elevar sus niveles piezométricos, en el caso de las estaciones

de bombeo, en cambio, una vez definida su capacidad, no puede incrementarse frente a las condiciones externas. La diferencia entre los caudales ingresantes (cuando estos superan a los de diseño) y los bombeados, generan volúmenes que se acumularán en las zonas bajas, pero supuestamente protegidas.

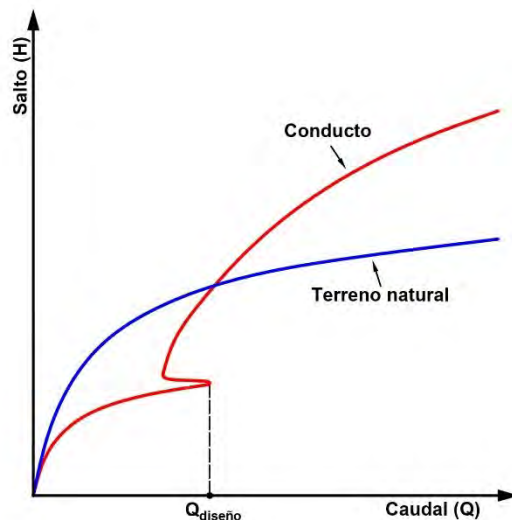


Figura 6.4: Cambio en las condiciones de escurrimiento con desagües pluviales que descargan a una estación de bombeo

Cuando, dentro de un casco urbano, se plantea la solución de endicamientos y bombeo como sistema de defensa, es necesario intentar algunas de las soluciones siguientes, que tienden a disminuir los requerimientos de capacidad de los equipos (Fig. 6.5):

- a) Si existen zonas urbanas con cota suficiente, destinarles un sistema de desagües exclusivamente por gravedad, que no recargue las zonas deprimidas;
- b) Si existe la posibilidad de que el sector urbano se siga desarrollando hacia zonas altas, es recomendable programar la construcción de colectores paralelos al curso cuya descarga se producirá a alguna distancia aguas abajo del cuerpo receptor.

En general, es necesario poner el acento en la necesidad de programar las obras de infraestructura urbana de pavimentos y desagües en conjunto. Los diferentes costos relativos de estas obras generan extensos programas de pavimentación que provocan cambios sustanciales en los coeficientes de escorrentía superficial y por lo tanto aumentos abruptos en el tiempo de los derrames superficiales. Todo esto lleva a la necesidad de plantear obras de altos costos y que conllevan riesgos potenciales a la población que en general los desconoce.

Características generales de las estaciones de bombeo

Los tres grandes grupos en que podemos clasificar las estaciones de bombeo, de acuerdo con su funcionalidad, son: las destinadas a la evacuación de desagües pluviales; las orientadas a la impulsión de agua para acueductos y las estaciones de bombeo de líquidos cloacales. En este capítulo nos referiremos en general a las estaciones de bombeo de desagües pluviales y en

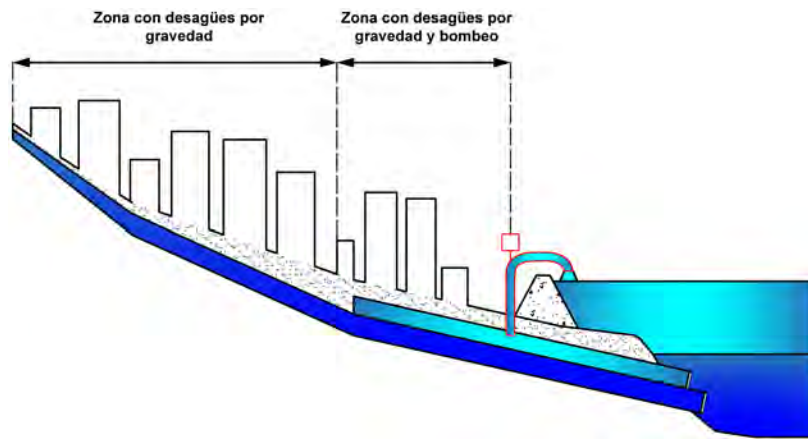


Figura 6.5: Alternativas de desagües por gravedad paralelos

el Capítulo 8 a las de acueductos, quedando las de líquidos cloacales para ser analizadas dentro de los temas pertenecientes a la especialidad de la Ingeniería Sanitaria.

En general, las estaciones de bombeo de desagües pluviales responden a una modalidad: que las bombas se encuentran dentro de la dársena de bombeo donde se va a realizar el traspaso del agua hacia un cuerpo receptor. En este caso se utilizan bombas dispuestas según dos configuraciones posibles: bombas con motor sumergido o bombas con motor en seco. También es usual que muchas de éstas contribuyan a la evacuación que se da naturalmente por gravedad, bien sea en forma conjunta o bien alternadamente de acuerdo con las condiciones de la restitución. Es decir, son sistemas mixtos: por gravedad y bombeo.

Por otro lado, cualquiera sea el modo de operación adoptado, estas estaciones de bombeo intervienen en forma intermitente, en respuesta a la necesidad de evacuar las crecidas que son producto de los períodos de lluvias más intensas. Estas normalmente tienen duraciones de poco tiempo. De manera que las bombas normalmente no están en operación. Este carácter de operación discontinua deberá ser tenido en cuenta por el proyectista y también exigirá un mantenimiento de los equipos que garantice que las bombas efectivamente funcionen cuando es necesario que lo hagan.

Por el contrario, las estaciones de bombeo de los acueductos, en general, operan prácticamente en forma continua, es decir que todo el tiempo están impulsando un cierto caudal, más allá de que mediante alguna cisterna pueda controlarse la cantidad de horas que operan las bombas. Es posible clasificar estas estaciones de bombeo según dos criterios. El primero de ellos concierne a las instalaciones en las que las estaciones de bombeo están asociadas a una cisterna, la cual a su vez puede adquirir dos configuraciones posibles: con cámara seca o cámara húmeda. Estas tipologías se identifican con las bombas: respectivamente, si éstas se encuentran dentro del cuenco o cisterna donde se acumula el agua que será bombeada; o si se encuentran fuera del agua, o sea en seco, conectándose mediante las tuberías respectivas a la cisterna. El segundo criterio está asociado con el lugar donde se ubica la estación de bombeo. Es común utilizar dos posiciones bien diferenciadas: bombeo desde la cisterna; o bombeo desde la misma tubería. En este último caso se las denomina 'en línea', haciendo referencia a que impulsan directamente sobre la línea de conducción de agua. A su vez, la configuración en línea es adaptable

a la necesidad de disponer las bombas en paralelo o en serie. Las demás alternativas de bombeo, con dársenas -en los pluviales- o cisternas -en los acueductos-, usualmente solo admiten la disposición en paralelo.

Condiciones generales para el diseño de las estaciones de bombeo

Como norma general, el diseño debe obtener la operación deseada al mínimo costo posible. Los cálculos para evaluar la viabilidad de un diseño de estación de bombeo deben involucrar los costos anualizados, bien sean las inversiones iniciales como los costos de operación y de mantenimiento, además de los costos de repuestos empleados durante la vida útil asignada en el proyecto. Generalmente, el mínimo costo se obtiene con un mínimo número de bombas. De todas maneras, se recomienda un mínimo de dos bombas, y otras condiciones permiten que este número se eleve.

El dato inicial para contemplar en el diseño de una estación de bombeo es el caudal máximo que se debe impulsar. Este valor, en su origen, difiere en las estaciones de bombeo de desagües pluviales respecto de las de acueductos destinados a impulsar el agua para los consumos humanos y/o industriales (Fig. 6.6).

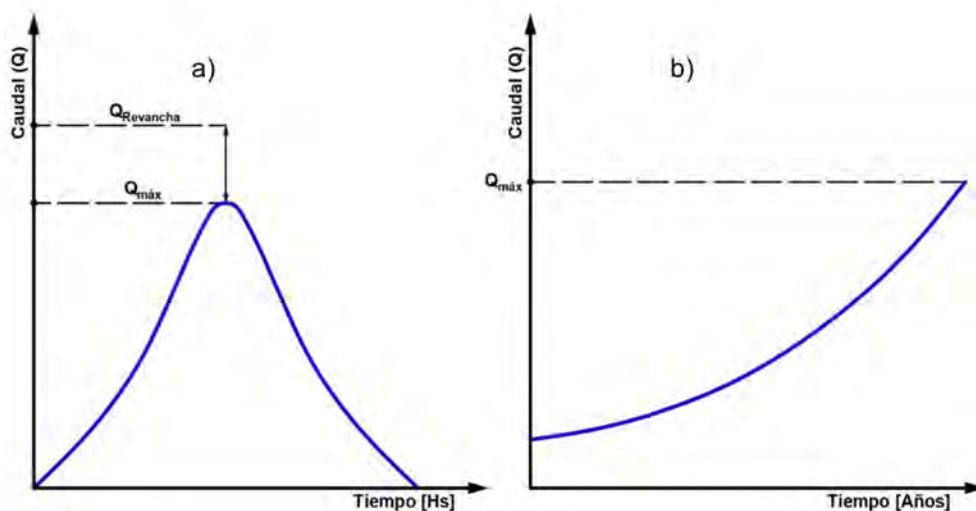


Figura 6.6: Caudal de diseño: a) EB para desagües pluviales; b) EB para acueductos

En las primeras, este valor proviene de los estudios de las lluvias sobre una cuenca, que en la mayoría de ellos se plasman en un hidrograma de crecida, asociado a una recurrencia dada, en el que quedan de manifiesto los excedentes pluviales que deberán ser evacuados por la estación de bombeo. En este caso, el caudal de diseño se corresponde con el máximo valor del hidrograma, sin considerar el efecto de atenuación que la estación de bombeo puede producir debido a disponer de un volumen de operación. En algunas ocasiones este valor máximo se incrementa en una determinada proporción, a modo de revancha. Este caudal, junto con la altura de impulsión, permite seleccionar el tipo de bomba a utilizar; queda por resolver, no obstante, el

número de bombas a seleccionar para la estación de bombeo. Cuando se trata de acueductos, el caudal de diseño se define a partir de la proyección de la demanda, usualmente entre 10 o 20 años.

Configuración general para estaciones de bombeo de desagües pluviales

En el caso de los proyectos de desagües pluviales con bombas, usualmente la estación de bombeo está constituida por una dársena de bombeo, donde se colocan las bombas, tal como muestra en los esquemas típicos de instalación de la Fig. 6.7 y la Fig. 6.8. La dársena deberá propender a la generación de las condiciones hidráulicas propicias al correcto funcionamiento de las bombas, de manera que con la obra más económica sea posible evacuar el caudal seleccionado, y las condiciones de mantenimiento permitan operar según el tiempo previsto.

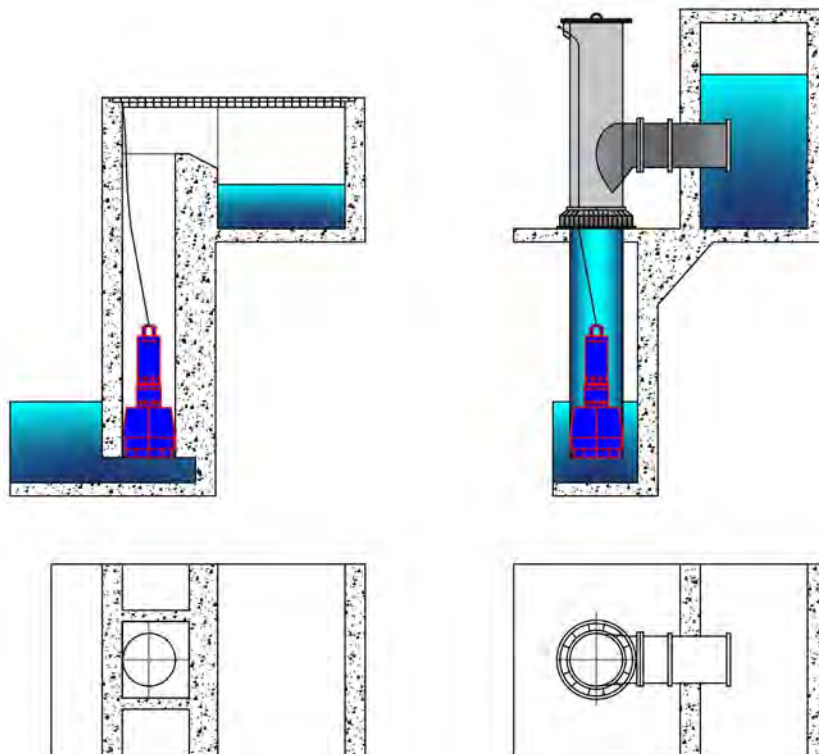


Figura 6.7: Esquemas de instalación de bombas en estaciones de bombeo para desagües pluviales

La Fig. 6.7 representa, a la izquierda, una solución de bombeo en tubo de hormigón. Esta es una solución sencilla, de pocos requerimientos de instalación, adecuada a bombeos con nivel de descarga constante. En la Fig. 6.7 de la derecha se presenta una solución en la cual, para la impulsión, se emplea un caño camisa y los codos o accesorios necesarios, también para condiciones de descarga con nivel constante.

La Fig. 6.8 muestra, a la izquierda, una solución para situaciones de bombeo hacia una descarga a superficie libre con niveles variables. Ante esto, la solución plantea el uso de un sifón para evitar el retroceso del flujo cuando las bombas están detenidas. La Fig. 6.8 de la derecha muestra una solución para evitar el retroceso del flujo mediante una válvula de clapeta. Esta

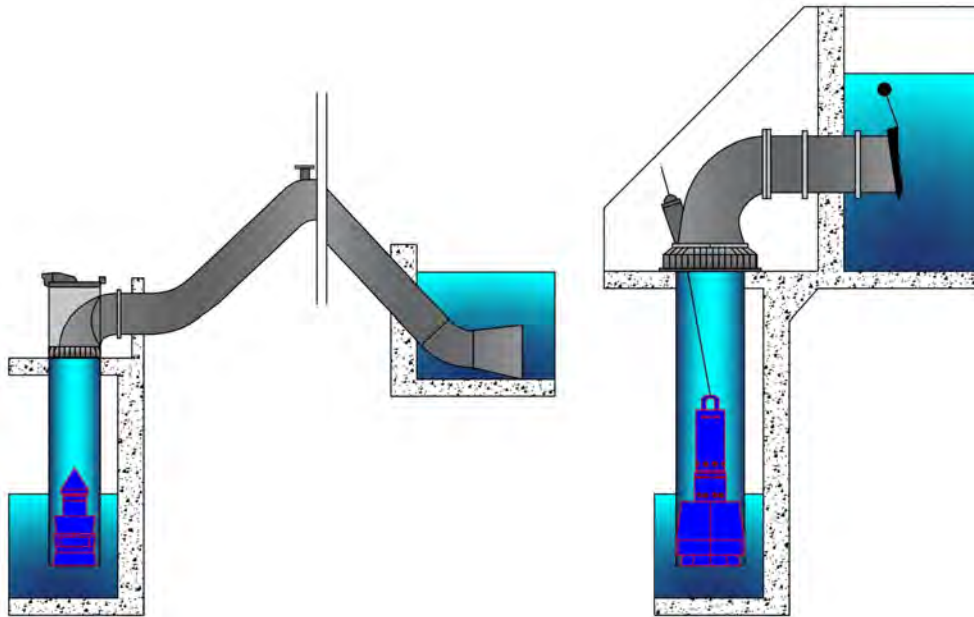


Figura 6.8: Esquemas de instalación de bombas en estaciones de bombeo para desagües pluviales

segunda solución es aplicable a condiciones de descarga cerradas con niveles variables.

Las dársenas de bombeo constan de un recinto desde el que la bomba succiona el agua y de una instalación (metálica o de hormigón) que la conduce hasta el cuerpo receptor. Esta configuración puede ser diferente. En el caso de la instalación que se muestra en la Fig. 6.9a) y b), las bombas seleccionadas son sumergibles, y erogan un cierto caudal a través de una tubería que desemboca posteriormente en el cuerpo receptor de los excesos superficiales.

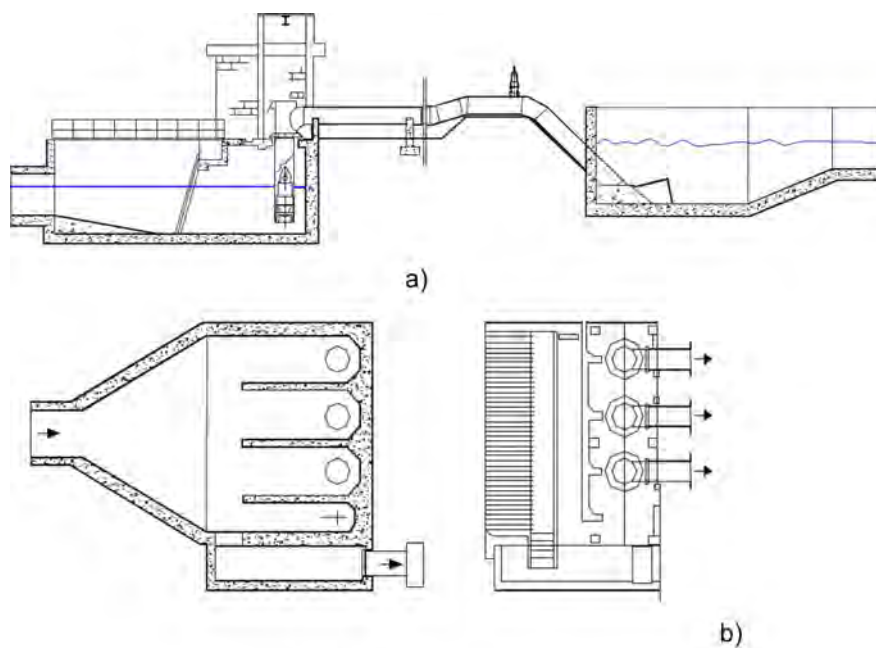


Figura 6.9: Estación de bombeo con descarga por tuberías

Dimensiones principales de la estación de bombeo

Para definir las dimensiones principales en planta y corte, es necesario conocer los siguientes parámetros (Fig. 6.10): a) La cota del fondo de la estación de bombeo; b) El número de bombas; c) El área de la estación de bombeo.

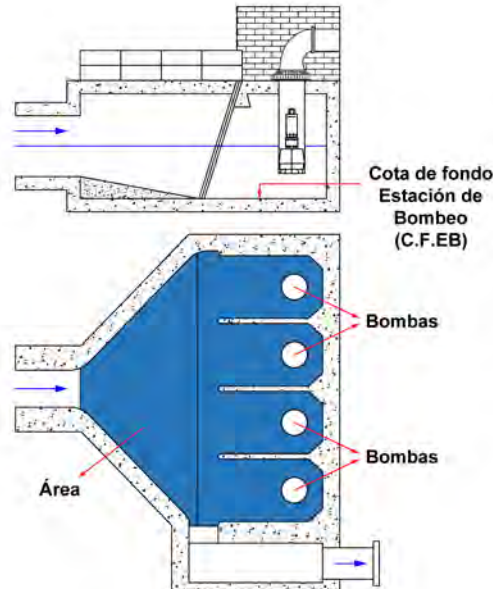


Figura 6.10: Variables principales de dimensionado

La cota de fondo es un parámetro de diseño de gran relevancia, dado que se vincula en forma directa con uno de los costos mayores de la obra: la profundidad de excavación. La definición de la cota de fondo de la estación de bombeo es el producto de un proceso iterativo en el que interviene, entre otras verificaciones y condiciones, el nivel del conducto de llegada a la dársena y los niveles de operación, en particular, el nivel mínimo, que configura la situación más crítica tanto desde el punto de vista hidrodinámico -la formación de resaltos en la transición de entrada puede ser perjudicial y hasta prohibitivo-, como respecto de la seguridad de las bombas por efecto de la cavitación y la formación de vórtices. En cualquier caso, las condiciones a contemplar en relación con la cavitación y la vorticidad son comunes a todas las estaciones de bombeo, por lo que serán analizadas más adelante.

Para determinar el número de bombas de las estaciones de bombeo de desagües pluviales, se debe considerar, en primer lugar, la disponibilidad de bombas en el mercado que pueden atender a las necesidades del proyecto en cuestión. Si existiera la posibilidad de que con una bomba se alcanzase el caudal máximo, se debería contemplar las consecuencias de que esta fallase. En general, en estaciones de bombeo para zonas urbanas, esto implicaría riesgos de inundación muy graves, cuyos costos económicos afectarían en gran medida el análisis de factibilidad de la estación de bombeo. Todo ello conforma las razones por las cuales la cantidad de bombas es, como mínimo, de dos.

Si las bombas disponibles tuvieran una capacidad menor al máximo caudal de la crecida de diseño, se pondría en evidencia la necesidad de un mayor número de bombas para la estación de bombeo, lo cual deberá satisfacer otra condición, asociada esta vez con el área de la dársena.

Comúnmente, la selección del equipamiento debe adaptarse a las posibilidades que ofrece el mercado de bombas, condicionado, a su vez, por la tecnología del momento en que se desarrolla el proyecto. En caso de que la estación de bombeo fuera de una envergadura tal que demandara el análisis de un diseño especial del equipamiento hidromecánico, éste deberá encontrar justificación en una seria evaluación económica.

Otro de los aspectos para tener en cuenta, vinculado a la cantidad de bombas a instalar y al área de la estación de bombeo, está vinculado a la frecuencia con que las bombas arrancan y paran al hacer frente al ingreso de caudales dado por un hidrograma, es decir, un caudal variable en el tiempo de duración del evento. El análisis del número diario de arranques admisible por las bombas es la resultante del balance de volúmenes de agua entrante y saliente dentro de la dársena de bombeo frente al caudal de operación de la bomba. Las variables involucradas en el análisis están dadas por los caudales ingresantes (hidrograma de entrada), los caudales salientes (caudales bombeados) y el volumen de regulación o 'volumen operativo' definido por el área de la dársena y el desnivel permitido (entre el nivel máximo y el nivel mínimo).

De lo dicho hasta aquí se desprende la necesidad de conocer y definir el área de la dársena de bombeo. En este sentido, hemos visto que la misma puede considerarse como una variable resultante de los requerimientos del número de bombas a instalar y el volumen de regulación requerido en la operación pero, por otro lado, la determinación del área de la dársena tiene una fuerte limitante en la disponibilidad de esta en el sitio de implantación de la obra previsto. En este aspecto, nos encontramos con que, en gran medida, los problemas de evacuación de los desagües pluviales se deben al fuerte incremento de las urbanizaciones generando el uso de casi toda superficie disponible y el desarrollo de fuertes presiones de interés sobre las mismas. Por ende, ante el requerimiento de un área de la dársena para la instalación de una estación de bombeo nos encontraremos con aspectos de orden económico, político, social y ambiental que definirán las limitaciones al área disponible para el proyecto.

Condiciones en la aducción

En el diseño y dimensionamiento de las estaciones de bombeo, las formas, dimensiones interiores y cota de fondo se definen en función de garantizar el buen funcionamiento del sistema. En este sentido, encontramos dos fenómenos hidráulicos principales que condicionan el funcionamiento: la cavitación y la vorticidad.

Cavitación

El fenómeno de cavitación ha sido detalladamente abordado en el Capítulo 4 de este libro, describiendo las causales del fenómeno y sus consecuencias. Del análisis allí planteado se desprende la incidencia que tienen las condiciones de instalación de la bomba, siendo la sumergencia una de las variables más significativas en la definición de las condiciones de desarrollo o no del fenómeno, y de su intensidad. Ante lo planteado, la sumergencia mínima de la aspiración de la bomba debe seleccionarse con la intención de evitar el desarrollo de la cavitación. La cota de

fondo de la dársena estará condicionada, por ende, no solamente por el mínimo nivel de agua en la succión sino también por el requerimiento mínimo de sumergencia.

Las condiciones de instalación de las bombas en la estación de bombeo definen, frente al fenómeno de cavitación, la altura neta positiva de aspiración en la sección de la de aducción, del modo que sigue:

$$ANPA_d = H_{atm} + H_S - H_v - J_S \quad (6.1)$$

Expresión en la cual H_{atm} representa la altura de presión atmosférica; H_S , la sumergencia; H_v , la altura de presión de vaporización a una cierta temperatura y J_S , la altura de pérdidas en el tramo de conducción que une las secciones de toma y de aspiración. En todos los casos, las variables se expresan en metros de columna de agua. Nótese que, en el caso de las bombas sumergibles, como se ve en la Fig. 6.11, no existe el 'tramo de succión' como tal, sino simplemente una embocadura, generalmente de geometría acampanada (remarcada con un círculo en la Fig. 6.11) para minimizar las pérdidas localizadas. En el mismo esquema se indica la altura H_S , que en forma genérica se ha definido como 'altura de aspiración', pero que en el caso de las bombas sumergibles (o aquellas que no siendo sumergibles tienen la cota de instalación por debajo del nivel de la cisterna) se indica como 'sumergencia'.

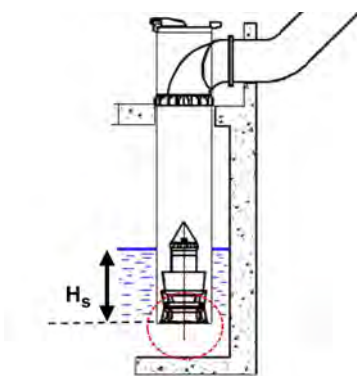


Figura 6.11: Aducción en las bombas sumergibles y sumergencia

Obteniendo, de la información provista por el fabricante de la bomba, el $ANPA$ requerido para que se eviten los problemas de cavitación (esto es, el $ANPA_r$ incrementado en una cierta revancha), es posible obtener el valor de la sumergencia crítica imponiendo una situación en la que $ANPA_d$ sea equivalente a aquél. O sea:

$$H_S = ANPA_d - H_{atm} + H_v + J_S \quad (6.2)$$

Este valor permitirá conocer la situación límite y, a partir de allí, definir la cota de instalación de las bombas. Además, la cota de instalación de las bombas condiciona el diseño de los demás elementos de la estación de bombeo. Las bombas de cámara húmeda (sumergibles), en las que las pérdidas en la aspiración son despreciables, generalmente requieren una sumergencia cuya magnitud está definida por la necesidad de impedir la formación de vórtices que perjudique el guiado del flujo a la bomba. En instalaciones de bombeo con cámara seca, en las que las bombas se encuentran conectadas a la cisterna (o dársena de bombeo), las pérdidas en la aspiración

se tornan fundamentales. El diseñador deberá contemplar necesariamente este fenómeno al momento de calcular la cota de instalación de las máquinas.

Vorticidad

Al margen de la cavitación, al diseñar estaciones de bombeo se debe tener especial cuidado en el posicionamiento de las unidades de bombeo y de las paredes divisorias en relación con las condiciones de entrada, con igual consideración que la dada a las dimensiones y la geometría de las dársenas individuales de cada bomba. Se han llevado a cabo numerosos experimentos que ponen en evidencia claramente los problemas que pueden resultar de un diseño pobre de las dársenas; en particular, allí donde no se contemplare la necesidad de eliminar o minimizar los siguientes fenómenos hidráulicos: vórtices superficiales; ingestión pulsante de aire; vórtices sobre las paredes y sobre el piso; entrada de aire; macroturbulencia y regiones de estancamiento dentro de las dársenas. Los vórtices superficiales no son particularmente perjudiciales cuando están caracterizados solamente por pequeñas depresiones de la superficie libre (Fig. 6.12a). Se vuelven inaceptables cuando inducen estelas intermitentes de burbujas (Fig. 6.12b), o se producen 'conductos' de ingreso de aire completamente desarrollados (Fig. 6.12c y Fig. 6.13). Cualquier asimetría o condición favorable al torbellino en el flujo que se aproxima a la aspiración de la bomba incrementa la probabilidad del desarrollo de vórtices superficiales con la subsecuente ingestión de aire.

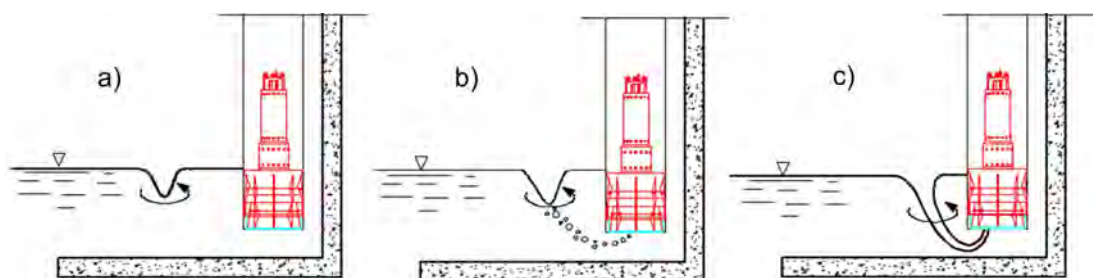


Figura 6.12: Tipología de vórtices superficiales

Cuando la profundidad del flujo en el canal de aproximación o cámara de bombeo es escasa y está asociada con una distribución asimétrica de la velocidad a través del canal, puede ocasionarse una ingestión intermitente de aire de gran escala desde las regiones más severamente deprimidas de la superficie de agua adyacente a la aspiración de las bombas. El ingreso de aire afecta el funcionamiento de la bomba e induce vibraciones. Por otro lado, cuando la bomba impulsa el caudal a una tubería, es difícil predecir la evolución del aire que ingresa a esta y los potenciales efectos negativos (como la sobrepresión en un transitorio brusco), por esa razón debe evitarse su ingestión a través de la bomba. También suelen formarse vórtices que se desprenden de las paredes y del suelo: son estructuras que se identifican a veces con finas burbujas de aire y pueden conducir a distribuciones de presión severamente distorsionadas en el plano del rodete, ocasionando una reducción del rendimiento de la bomba y empujes desbalanceados. Esto es particularmente indeseable al tratarse con bombas de flujo axial.

La vorticidad de alta intensidad y la rotación de la masa de agua puede ocurrir en los canales

de aproximación hacia la aspiración de las bombas sea como el resultado de cambios rápidos en la dirección del escurrimiento en la entrada a la estación, o bien de condiciones de entrada muy desbalanceadas que surgen, por ejemplo, de rejas parcialmente bloqueadas.

La entrada de aire en la entrada a las dársenas y el subsiguiente transporte de este hacia la aspiración de las máquinas está regida por el diseño de la transición entre el canal de suministro y la dársena de la bomba, y de la diferencia entre el nivel de la superficie del agua entre ambas. Particularmente, donde hay una descarga libre del canal de suministro en la dársena de las bombas, se requiere de una longitud considerable para permitir la estabilización del escurrimiento y la liberación del aire aguas arriba de la sección de aspiración.

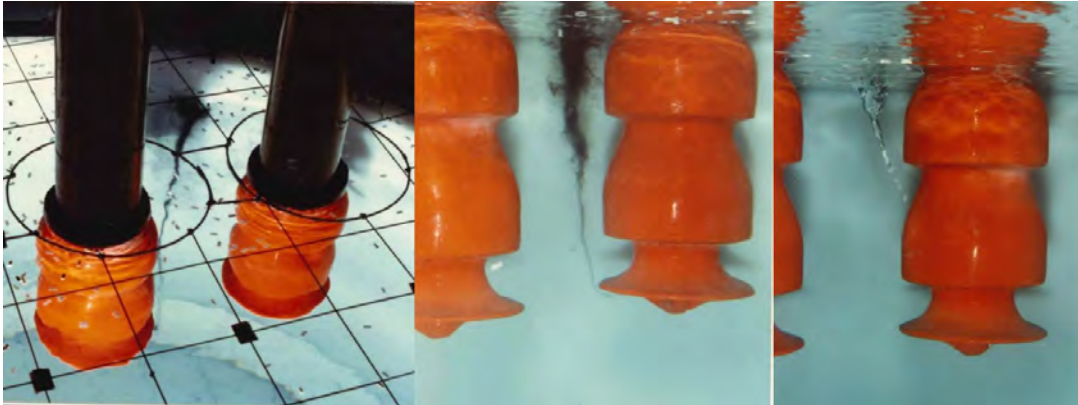


Figura 6.13: Vórtice superficial con ingreso de aire en forma continua

Grandes obstrucciones en el canal de aproximación, como en el caso de cubiertas estructurales o de soporte de pilares, pueden inducir la formación de estelas de vórtices que son llevados por el flujo hacia la aspiración de la bomba, especialmente si la obstrucción es adyacente a la bomba. Las estelas de vórtices son también un problema mayor donde varias bombas se posicionan en línea una detrás de la otra en un canal angosto. Los vórtices generados en la primera bomba son conducidos a la segunda, y así sucesivamente, causando severas vibraciones en las máquinas, especialmente cuando la profundidad del escurrimiento para la última bomba es reducida.

Los vórtices superficiales y la ingestión asociada de aire ocurren en la interfase entre dos regímenes de escurrimiento. El crecimiento de las regiones de estancamiento dentro de las dársenas debe, por ende, ser minimizado por un diseño cuidado y, donde sea posible, deben eliminarse las áreas más críticas adyacentes a las bombas por un rellenado. La combinación de cualquiera de estos fenómenos puede resultar en la ingestión de aire en la aspiración de la bomba con las subsiguientes distorsiones en la distribución de velocidad y de presión en el plano del rodete. Cuando ello está acoplado a remolinos incipientes en la entrada, la confiabilidad y el rendimiento de la bomba pueden verse seriamente comprometidos. Los efectos potenciales incluyen:

1. Una reducción en el rendimiento de la bomba por debajo de los valores de ensayo provisto por los fabricantes, una caída en la curva característica salto-caudal y un incremento en la potencia consumida por la bomba;
2. Cavitación, aun si la bomba se encuentra operando nominalmente dentro del límite de

ANPA para una determinada aplicación;

3. Un incremento en el ruido y vibración dentro de la estación con posible daño a los componentes de la bomba

Estos problemas podrían afectar dramáticamente la confiabilidad de la planta e incrementar los costos.

Dimensionado de las dársenas de aspiración

El criterio que debe guiar la definición del diseño de la estación de bombeo, tanto en lo referido a su modalidad de operación (sea solo por bombeo o, por gravedad, o mixta) como a su geometría, es el de minimizar las pérdidas de energía en todo el volumen de agua que debe guiar. A tal fin, se debe lograr un perfil de líneas de corriente armonioso, con mínimos cruces. Las dimensiones y proporciones geométricas recomendadas por las normas aspiran a ese objetivo, aun a pesar de las múltiples restricciones que pueden encontrarse en la práctica.

Los resultados experimentales indican que los parámetros que tienen mayor influencia en la formación de vórtices en el rodete de una bomba son principalmente la sumergencia, las velocidades de aproximación (patrón y magnitudes) y la prerrotación del flujo en la aspiración de la bomba.

Las dimensiones óptimas de las dársenas para bombas sumergibles han sido objeto de una gran cantidad de estudios sobre prototipos y sobre modelos. Inicialmente, se tradujeron en recomendaciones de diseño para bombas de eje vertical debido a su relevancia para unidades de bombeo sumergibles. Una dársena correctamente diseñada debe minimizar el riesgo de desarrollo de vórtices y de entrada de aire mientras, por razones económicas, debe limitar la sumergencia en la aspiración y las dimensiones generales. En particular, deben considerarse los siguientes puntos:

1. La distribución de la velocidad del canal de aproximación debe ser simétrica;
2. Los efectos de las perturbaciones del escurrimiento generadas por las variaciones en el nivel del agua, en el gradiente o pendiente del fondo y las obstrucciones en el escurrimiento, deben ser disipados tan lejos como sea posible de la aspiración de las bombas;
3. Las regiones de estancamiento deben ser eliminadas por el rellenado con hormigón;
4. El valor máximo de la velocidad media en el canal de aproximación aguas arriba de la bomba debe estar limitada entre 0,3 y 0,5 m/s.;
5. Es aconsejable perfilar obstrucciones en la dársena adyacentes a las bombas, tales como paredes de separación y pilares, para minimizar la generación de vórtices.

Los resultados, tanto de estudios sobre modelos de laboratorio como la confirmación en evaluaciones sobre prototipo, llevados a cabo en las instalaciones de los fabricantes, han mostrado que las dimensiones óptimas para una bomba de flujo axial sumergible pueden ser expresadas como una función de un solo parámetro: el diámetro de la campana de succión de la bomba.

Configuración de una dársena simple

En este sentido, la mejor orientación para una dársena simple es con el canal de aproximación alineado al canal de entrada a la estación, generando una transición desde el nivel de la entrada a la estación y el fondo de la dársena debajo de la bomba. Esta transición debe ser tan gradual como sea posible para evitar la entrada de aire y la turbulencia, con un gradiente del suelo máximo recomendado α de 15° y un gradiente preferido de entre 6° y 8° (Fig. 6.14).

A los fines de evitar potenciales problemas en la aducción, las dimensiones recomendadas para las dársenas de aspiración (ingreso frontal, no lateral) que se han obtenido de las experiencias antes mencionadas son las presentadas en la Fig. 6.14.

Cambios pronunciados en la dirección en la entrada a la estación (especialmente quiebres a 90°) deben ser evitados, del mismo modo que las descargas libres hacia la superficie libre de las dársenas y las grandes obstrucciones en el canal de aproximación a las bombas. Todas estas situaciones pueden resultar en condiciones de entrada a las bombas severamente perturbadas, aun cuando la velocidad media del canal es menor que el valor máximo recomendado.

Se observa que el canal debe tener un ancho del orden de dos veces el diámetro de aspiración (D) y que la longitud del canal con fondo plano debe ser mayor a cuatro veces el diámetro. Se pretende con esto garantizar la organización del flujo previo a alcanzar la aspiración de la bomba.

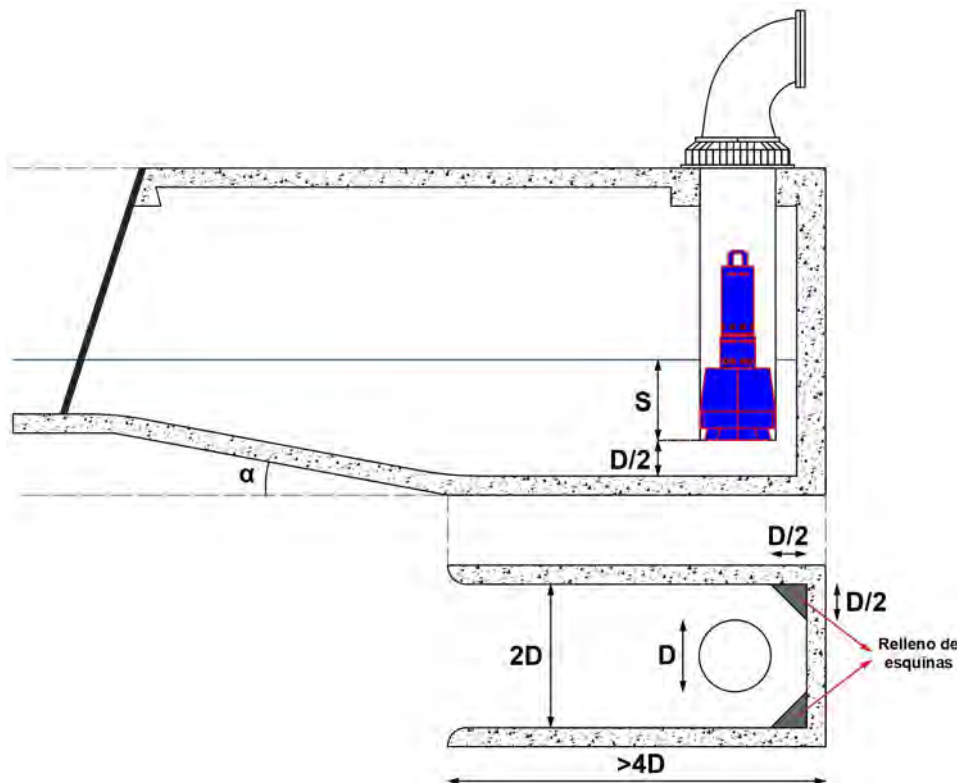


Figura 6.14: Dimensiones generales sugeridas de las dársenas de bombeo

Por otro lado, se recomienda un relleno en las esquinas de las dársenas con un ángulo de 45° y un lado de $D/2$. Esto responde a que las experiencias indican que los rellenos de las esquinas no solamente previenen el desarrollo de regiones de estancamiento, sino que también minimizan los efectos de separación producidos por la conducción de descarga de la bomba. Además, se

encontró que restringiendo el escurrimiento alrededor de la parte posterior de la conducción de descarga, el valor mínimo de la sumergencia requerida para prevenir los vórtices puede verse reducido.

Respecto al posicionamiento vertical de las bombas deberemos respetar un valor S de sumergencia por vorticidad. Si bien se debe satisfacer el requerimiento del $ANPA_d$ para evitar la cavitación, en las estaciones de bombeo pluviales suele ser más exigente el S por vorticidad que el H_S por cavitación. El valor de sumergencia mínima requerida es un valor dado por los fabricantes de forma específica para cada modelo de bomba, y de forma general se puede definir con la expresión propuesta por la norma ANSI, en función del número de Froude, F_D (ANSI, 1998)

$$\frac{S}{D} = 1,0 + 2,3F_D \quad (6.3)$$

Donde F_D se calcula en función de la velocidad $V = Q/A$ en la succión de la bomba:

$$F_D = \frac{V}{g\sqrt{D}} \quad (6.4)$$

Con una dársena o canal que tenga las dimensiones recomendadas, se encontró que la posición óptima de la conducción de descarga de la bomba es igual a $D/4$ desde la pared de atrás con una distancia respecto del fondo de $D/2$.

Otros experimentos para determinar el efecto de la distancia respecto de la pared de atrás indicaron que a valores menores que los recomendados, los vórtices superficiales son suprimidos, pero se promueve el desarrollo de vórtices nocivos sobre las paredes. Si la separación respecto de la pared de atrás se incrementa por encima del valor recomendado, la sumergencia mínima requerida para suprimir el desarrollo de los vórtices superficiales se incrementa.

Configuración de dársenas múltiples

Los criterios de diseño de una dársena simple son también aplicables a instalaciones múltiples. La regulación del escurrimiento a cada una de las bombas debe conseguirse por la provisión de paredes divisorias entre unidades adyacentes. Las dársenas o celdas individuales creadas se dimensionan en relación con el diámetro de aspiración de la bomba, D . Estas dársenas permiten independizar las bombas en caso de requerir mantenimiento de una de ellas, mediante la colocación de compuertas en su ingreso. Debe evitarse la instalación en línea de las bombas (una tras otra) debido a los efectos nocivos de las estelas de vórtices generadas aguas abajo de las bombas de adelante, que son conducidos a las de atrás. A fin de asegurar una distribución uniforme de agua hacia todas las bombas debe evitarse una expansión brusca del escurrimiento en la entrada a la estación. El semiángulo β de la transición puede adquirir un valor máximo de 45° aunque, usualmente, el rango preferido es de entre 7° y 25° . Otras referencias especifican un ángulo máximo de 20° (ANSI, 1998).

Donde existan condiciones pobres de ingreso a la estación de bombeo (por ejemplo, donde hay una alta velocidad de entrada a ángulos rectos hacia las líneas centrales de las celdas), deberán construirse paredes de guía a la entrada para distribuir y controlar uniformemente el es-

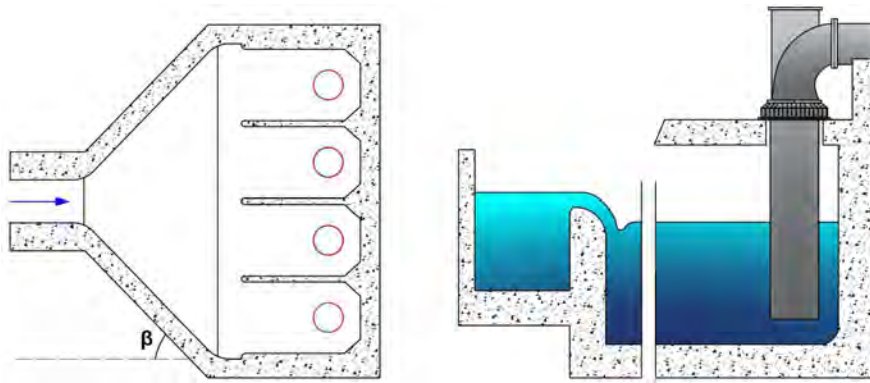


Figura 6.15: Dársenas de bombeo múltiples. Izq.: vista en planta; Der.: Corte

currimiento hacia cada una de las bombas. Donde ello sea impracticable, una alternativa posible es proveer un vertedero lateral a lo largo del ancho completo de la dársena a la entrada. Debe tenerse especial consideración, sin embargo, a la longitud de la dársena necesaria para evitar la ingestión excesiva, por las bombas, del aire introducido sobre este vertedero (Fig. 6.15 derecha).

En la Fig. 6.16 se muestra un esquema típico de estación de bombeo para desagües pluviales, donde se identifican, además de la bomba sumergible, los dispositivos e infraestructura complementarios. Se ve el puente grúa, necesario para el izaje de los componentes de las bombas.

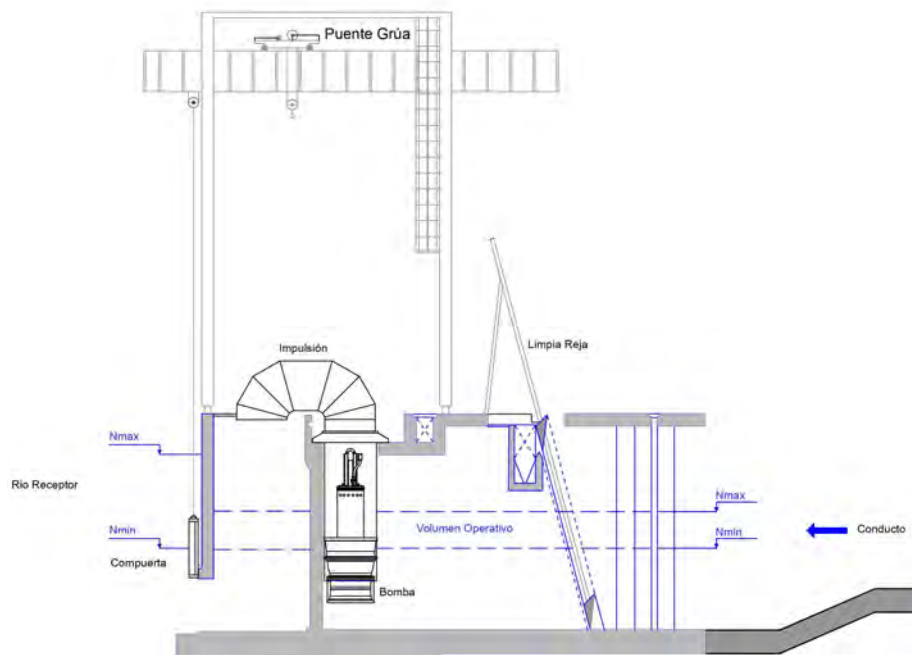


Figura 6.16: Instalación típica de bomba para estación de bombeo de desagües pluviales con reja de limpieza

Modelación física y matemática

Las restricciones del sitio donde deben emplazarse las estaciones de bombeo, las necesidades estructurales de la obra civil y las instalaciones de los elementos electromecánicos, entre otros factores, en el mejor de los casos, dejan poco margen para lograr condiciones satisfactorias

de ingreso que atiendan a los requerimientos hasta acá descritos; en el peor, generan condiciones particulares de flujo cruzado. Ante tales escenarios, o cuando la magnitud y relevancia de la obra lo requiera, se deben realizar verificaciones y soluciones particulares para el proyecto. Este tipo de análisis se logra a partir de la modelación de las estaciones de bombeo.

Actualmente, se emplean dos tipos de modelación: la modelación matemática y la modelación física. Esta última es la técnica más ampliamente empleada en la práctica y sus resultados son los más confiables. Por su lado, la modelación matemática es una tecnología mucho más nueva y día a día incrementa su potencial. Dado que admite la simulación del escurrimiento en su escala real, permite sortear las distorsiones asociadas a los efectos de escala propios de los modelos físicos reducidos; ofrece, asimismo, ventajas de visualización difíciles de lograr en los modelos físicos.

La implementación de un modelo nos permite evaluar las condiciones de operación de la estación de bombeo antes de su construcción, pudiendo así reconocer potenciales problemas de ordenamiento del flujo o generación de vórtices y, de igual modo, evaluar optimizaciones de la geometría o efectividad de dispositivos de corrección. Nótese, en este sentido, que las modelaciones a las que se hace referencia corresponden a representaciones del funcionamiento hidráulico de las dársenas de aspiración y no al comportamiento de la bomba en sí misma. En este tipo de modelos, las bombas se plantean como aspiraciones que representan su capacidad de bombeo en términos de caudal así como el volumen físico que ocupan en la dársena y la concentración y distribución de las velocidades en las campanas de aducción y generalmente se representan por medio de sifones.

Modelación física

La conformación y construcción del modelo físico de una estación de bombeo consiste en la construcción de una adecuada representación en escala de los fenómenos hidrodinámicos que pudiesen tener lugar en el prototipo, lo que se obtiene a partir de una representación de la geometría y condiciones de flujo a partir de las condiciones de semejanza hidráulica.

Analizando la geometría de la obra deberemos representar un dominio suficiente que abarque la totalidad de los fenómenos a estudiar sin mayor incidencia de las condiciones de borde. De forma general podemos decir que se han de representar: a) la geometría interna de la cámara de aspiración y cada una de las dársenas de bombeo; b) la geometría del contorno externo de la bomba considerada y, principalmente su campana de aducción; c) las condiciones de ingreso del flujo a la cámara.

Las características de las condiciones de flujo y los fenómenos posibles de producirse, tales como los escurrimientos de aproximación y la formación de vórtices, con flujos convergentes y divergentes tanto a superficie libre como a presión, determinan que las fuerzas predominantes en este tipo de flujo resultan ser la de gravedad (superficie libre) o de presión (escurrimientos a presión), y las fuerzas de inercia presentes toda vez que se produzcan aceleraciones y desaceleraciones del flujo.

Planteando un análisis de similitud y semejanza hidráulica, encontramos que en el caso del

comportamiento del fluido a superficie libre, que se ve principalmente gobernado por las fuerzas de inercia y gravedad, el modelo físico ha de construirse empleando semejanza a partir del adimensional número de Froude (Ec. 6.4): Por su parte cuando el escurrimiento es a presión, y las fuerzas dominantes son las de presión e inercia, se considera para la semejanza el adimensional número de Euler:

$$Eu = \frac{V}{\sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}}} \quad (6.5)$$

Donde V la velocidad del flujo, Δp variación de la presión entre dos puntos y ρ es la masa específica del agua.

Bajo estas condiciones de similitud, ha de mantenerse constante entre prototipo y modelo el número de Froude, y por ende lo hará el número de Euler ya que, a nivel de escalas para fluidos incompresibles resulta la misma.

$$\begin{cases} F_{Dm} = F_{Dp} \\ Eu_m = Eu_p \end{cases} \quad (6.6)$$

donde los subíndices p y m corresponden al prototipo y al modelo, respectivamente.

Por otra parte, se han de respetar valores mínimos de los números de Reynolds y Weber, y de las escalas de longitudes necesarias para garantizar que los efectos derivados de no representar en escala las fuerzas viscosas y de tensión superficial resulten despreciables (ANSI, 1998).

Una vez construido el modelo (Figs. 6.17 y 6.18) es posible realizar la medición de las variables hidráulicas de operación y sus variaciones, como son: el caudal, las velocidades y los niveles, pero fundamentalmente podremos observar el desarrollo o no de fenómenos de vorticidad, circulación del flujo, oscilaciones de niveles resonantes, etc. A tal fin, los modelos deben ser instrumentados con limnímetros, piezómetros, caudalímetros y velocímetros, y se deben aplicar diferentes técnicas de medición indirecta donde se destacan las mediciones de circulación del flujo que ingresa a las bombas mediante rotámetros y la medición de intensidad de vorticidad mediante un análisis cualitativo a partir de su observación directa y empleando trazadores como tintes y partículas.

Modelación matemática

La modelación matemática posee la capacidad de representar a través de las ecuaciones de Navier-Stokes el comportamiento hidráulico turbulento que tiene lugar en las estaciones de bombeo, con suficiente precisión para el diseño definitivo considerando criterios razonables para la discretización espacial y temporal. Este tipo modelación plantea una representación de la física mediante relaciones matemáticas y no una reducción de escalas, lo cual nos permite analizar el proyecto y los fenómenos hidráulicos en su verdadera magnitud.

En estas modelaciones la turbulencia se esquematiza y resuelve mediante una simplificación a la hidrodinámica, empleando los modelos teóricos como el $\kappa - \epsilon$ y el *Large Eddy Simulation* (LES), que han sido corroborados mediante modelación física y mediciones realizadas en prototipos. La coherencia y similitud de resultados observada es suficientemente precisa como para establecer que la implementación de esta herramienta en una etapa temprana de los proyectos



Figura 6.17: Modelación física de la Estación de Bombeo número 5 del sistema de protección La Boca-Barracas, construido por la UIDET-Hidromecánica de la Universidad Nacional de La Plata

nos permitiría optimizar los diseños y evitar condiciones indeseadas de funcionamiento.

Los resultados obtenidos de este tipo de modelaciones son sumamente valiosos, principalmente, por su capacidad de caracterizar la totalidad del dominio analizado y describir completamente la tridimensionalidad de los fenómenos (Fig. 6.19). Mediante el análisis de las componentes de la velocidad y su procesamiento es posible graficar e identificar las trazas de circulación y la conformación de estructuras vorticosas (Fig. 6.20). Este tipo de modelaciones requiere de una gran pericia de quien lo desarrolle y de una importante capacidad de cálculo computacional para resolver los algoritmos implementados.

Operación de las estaciones de bombeo

Definida la geometría general de la estación de bombeo y estimado el número de bombas, se deberán verificar las condiciones de operación de esta. Si se trata de estaciones de bombeo de desagües pluviales, debemos contar con el hidrograma de ingreso a la estación de bombeo, que define los caudales ingresantes a la dársena de bombeo.

Luego se deben determinar los niveles máximos y mínimos operativos de la estación de bombeo, contemplando todas las consideraciones efectuadas en los incisos anteriores, esto es, con el objetivo de evitar la cavitación y la formación de vórtices.

El nivel máximo deberá respetar la cota de los conductos que traen el agua a la estación de bombeo, de manera que se evite, en lo posible, y para las condiciones de diseño, el ahogado de estos. En cualquier caso, la cota máxima debe ser tal que no se produzcan desbordes en la zona a proteger.

Por último, con el área en planta de la dársena de bombeo y las diferencias de cotas, es posible obtener el volumen de agua que la estación de bombeo es capaz de regular. En presencia de todas estas condiciones iniciales, es posible calcular, mediante un modelo de operación, la

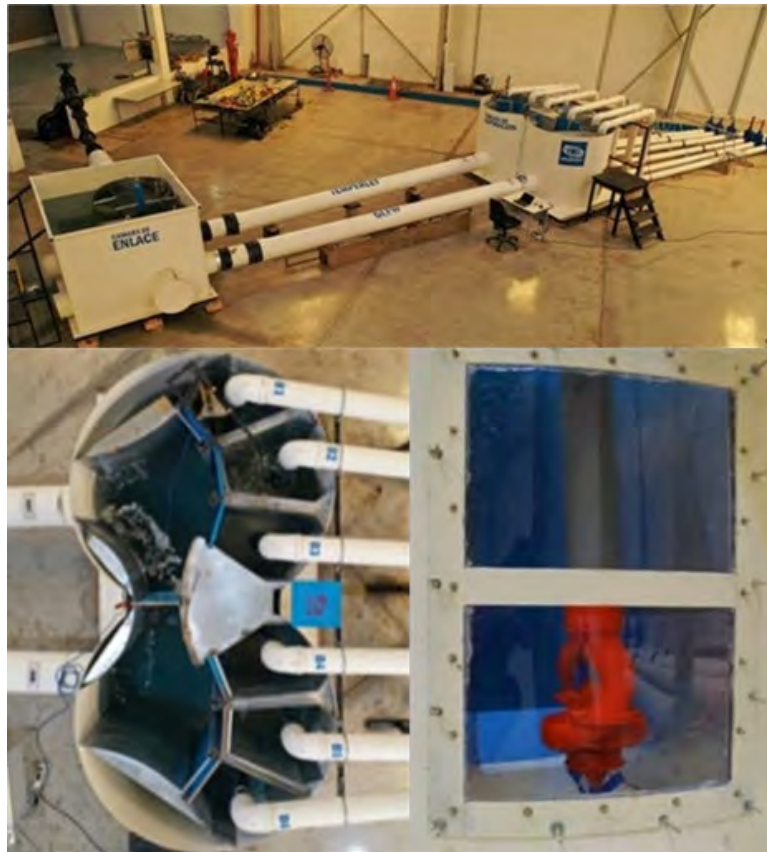


Figura 6.18: Imágenes del modelo físico de la estación de bombeo Lomas de Zamora, construido por la UIDET-Hidromecánica de la Universidad Nacional de La Plata. Arriba: Imagen general del modelo físico; abajo, izq.: Cámara de aspiración bilobular de seis dársenas; abajo, der.: Dársena de aspiración con bomba de doble succión

secuencia de prendido y apagado de bombas, a fin de evacuar el hidrograma de diseño.

El nivel máximo se transforma en el nivel de arranque de las bombas, mientras que el nivel mínimo se transforma en el nivel de parada de estas. De esta manera cada vez que el nivel llega al máximo se arranca una bomba, con lo que el caudal de salida se incrementa en un módulo de bombeo. Así procederá la estación de bombeo hasta encender todas las bombas operativas, mientras que cuando se reduce el caudal ingresante, se bombeará más agua que la que ingresa de manera que a medida que el nivel descienda y llegue al mínimo se irán apagando las bombas.

Además, el nivel mínimo puede ser diferente para cada una de ellas, con el objeto de reducir los caudales cuando los niveles descienden a fin de mejorar las condiciones de ingreso a la estación de bombeo, para poder evitar velocidades elevadas en el ingreso de las dársenas.

Selección de cotas

La selección del nivel máximo operativo de la dársena debe respetar el nivel más elevado del tirante en los conductos que descargan hacia ella, en el momento en que se eroga el caudal máximo del hidrograma. Este nivel es el que denominaremos N_{max} (Fig. 6.21).

En estas condiciones, el equipamiento hidromecánico estará encendido y, si el caudal de bombeo es mayor o igual al máximo caudal del hidrograma, el nivel de agua dentro de la estación de bombeo comenzará a descender. Esta situación se prolongará hasta tanto el nivel del agua

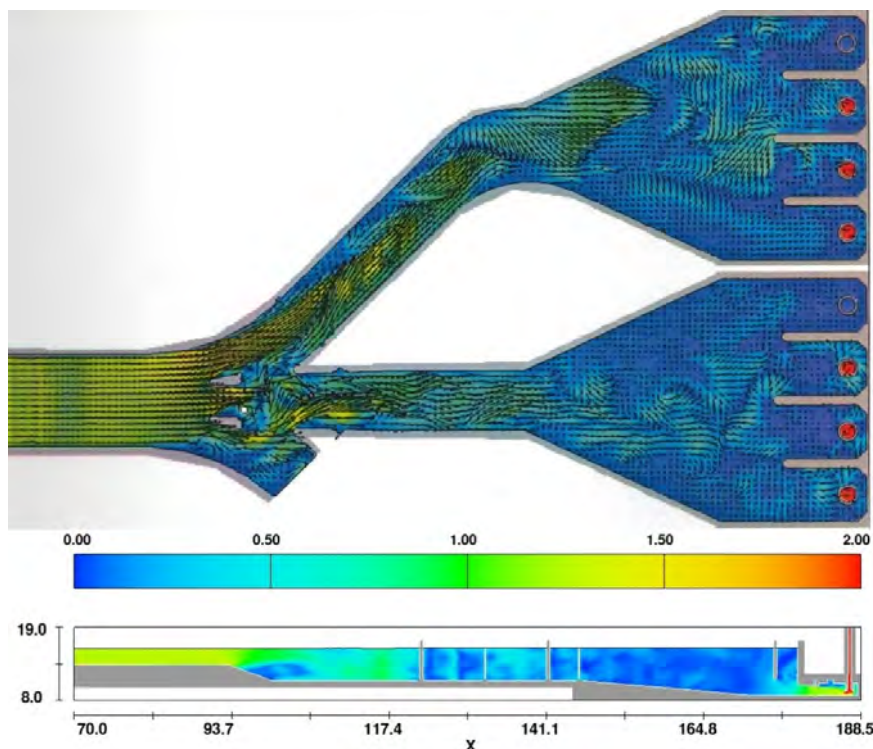


Figura 6.19: Simulación matemática de una estación de bombeo con dársenas de aducción (para el proceso de prediseño, con optimización de escurrimiento), desarrollada por la UIDET-Hidromecánica de la Universidad Nacional de La Plata. Arriba: Distribución de velocidades en planta; abajo: Distribución de velocidades campos vorticosos de la aducción, a lo largo de un corte longitudinal

descienda hasta el mínimo admisible en la dársena de bombeo. La elección de este nivel mínimo, N_{min} , de manera análoga al nivel máximo, deberá observar las condiciones de escurrimiento en el canal de ingreso. En particular, debe evitarse por todos los medios la generación de un escurrimiento supercrítico en alguna de las secciones anteriores a la aspiración de las bombas, pues de otro modo se induciría un resalto hidráulico y, con él, una macroturbulencia altamente perjudicial para la operación de las máquinas (Fig. 6.22). Ésta representa una situación extrema, ya que para lograr buenas condiciones de admisión a las dársenas de bombeo se deberá contar con un número de Froude bastante menor que la unidad. Claro que todo ello dependerá de la geometría general de la estación de bombeo. Si por consideraciones generales, el nivel mínimo es tal que se produce de todos modos un resalto dentro de la cámara, debe proveerse una longitud suficiente para garantizar una distribución uniforme de la velocidad y la desaparición del aire incorporado en la sección de aspiración.

Cálculo de los ciclos de arranque y paradas de las bombas instaladas

La frecuencia de los ciclos de arranque y parada a la que se encuentre sometido el equipamiento hidromecánico es una variable restrictiva en el diseño de las estaciones de bombeo, por cuanto, de ser muy elevada, es capaz de poner en peligro la integridad de los motores ante el sobrecalentamiento de los cables que conducen la electricidad al pasar una mayor corriente. Debe preverse el número de arranques calculando la secuencia en función del hidrograma de diseño, de los caudales bombeados y del volumen operativo que se dispone en la cámara de bombeo.

En la Fig. 6.24 se representan, en abscisas, el tiempo y los niveles en la cisterna, en ordena-

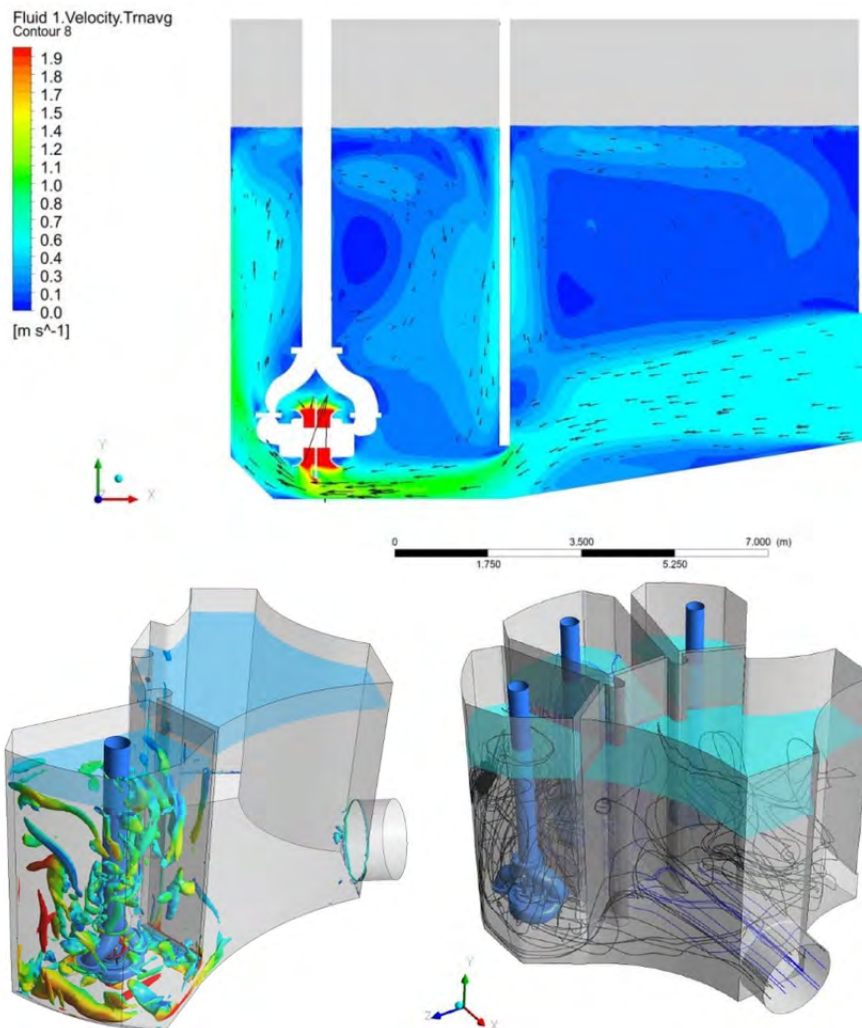


Figura 6.20: Simulación matemática de la estación de bombeo Lomas de Zamora, desarrollada por la UIDET-Hidromecánica de la Universidad Nacional de La Plata. Arriba: Distribución de velocidades en un plano transversal de la cámara de aspiración; abajo, izq.: Líneas de corriente del escurrimiento en un lóbulo de aspiración; abajo, der.: Representación de estructuras vorticosas con el uso de isosuperficies de Q -criterion constante

das. Durante el período T_1 el nivel asciende porque el caudal ingresante a la cámara, dado por el hidrograma de diseño, es superior al de bombeo. Dicho de otro modo, la cantidad de bombas en operación es insuficiente para evacuar los volúmenes de agua provenientes de los desagües en la misma proporción con que estos son aportados. Como consecuencia de ello, el nivel en las dársenas aumenta. Por su parte, T_2 indica el período durante el cual la capacidad de la estación de bombeo supera al caudal del hidrograma. Cada lapso $T_1 + T_2$ se produce el arranque o parada de una bomba.

El volumen operativo disponible en la cámara (V_{disp}) en el intervalo T_1 , asumiendo una variación lineal del nivel, es:

$$V_{disp} = (Q_e - Q_s) T_1 \quad (6.7)$$

Donde Q_e es el caudal de entrada a la dársena y viene dado por el hidrograma, y Q_s es el caudal de salida de la dársena que viene dado por la capacidad de bombeo instalada y operativa. Ante la variación de niveles que se produce en un intervalo de tiempo, se puede aproximar al caudal de bombeo (Q_b) como un valor medio al correspondiente para los distintos saltos de

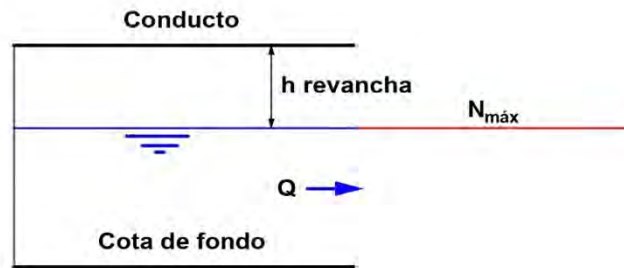


Figura 6.21: Definición de Nivel Máximo en la estación de bombeo

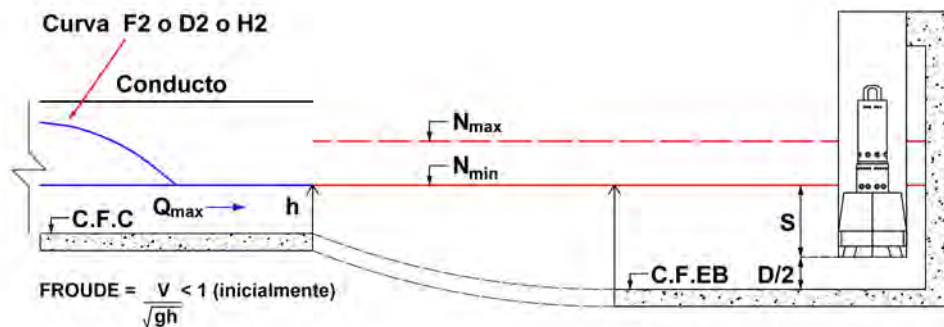


Figura 6.22: Definición de Nivel Mínimo en la estación de bombeo

funcionamiento, considerando un intervalo de tiempo suficientemente pequeño para que esta aproximación no genere errores significativos.

Para un valor de volumen operativo disponible conocido, se puede despejar el tiempo que tarda en alcanzarse el nivel máximo, asumiendo que la variación es lineal:

$$T_1 = \frac{V_{disp}}{Q_e - Q_s} \quad (6.8)$$

Mediante un planteo similar, T_2 queda determinado como:

$$T_2 = \frac{V_{disp}}{Q_b - Q_e} \quad (6.9)$$

Finalmente, si consideramos un caudal de entrada constante, la cantidad de arranques por unidad de tiempo T (por ejemplo, un día) de cada bomba resulta:

$$N_{arr} = \frac{1}{N_b} \frac{T}{T_1 + T_2} \quad (6.10)$$

Donde N_b representa el número de bombas instaladas en la estación de bombeo.

Para un proyecto particular, la relación entre el número o cantidad de arranques diarios N_{arr} es inversamente proporcional al volumen operativo V_{disp} ; o sea:

$$N_{arr} \propto \frac{1}{V_{disp}} \quad (6.11)$$

Esta expresión indica que el volumen operativo, que es aquél ubicado entre los niveles má-

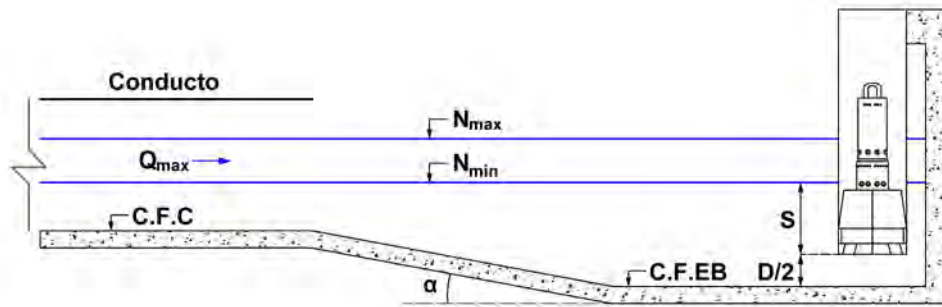


Figura 6.23: Esquema en corte con variables principales

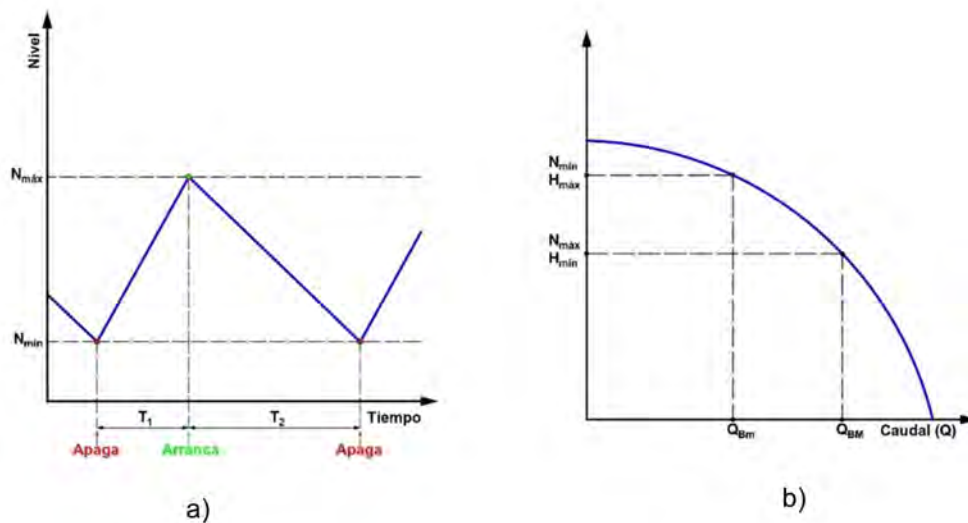


Figura 6.24: a) Esquema de arranques y paradas en función de los niveles. b) Rango de caudales correspondiente a los niveles

ximo (o de arranque) y mínimo (o de parada) de las bombas, tiene una relación inversa con la cantidad de arranques media diaria (Fig. 6.25).

Entonces, el volumen puede afectar la selección de los tamaños y el número de las bombas, y viceversa, si se respeta el mínimo ciclo operativo deseable (o el número máximo de arranques, puesto que se trata de una expresión equivalente). Para un tamaño de dársena dado, el número y tamaño de las bombas debe ser tal que el ciclo operativo mínimo sea del orden de 6 minutos para bombas sumergibles, 20 minutos para bombas de cámara húmeda (*wet-pit*) con tamaño de motor de hasta 75 kW (100 hp), y 30 minutos para bombas de más de 75kW (100 hp). Las unidades de bombeo de más de 375 kW (500 hp) deben encenderse de acuerdo con los datos provistos por el fabricante.

Cuando evaluamos los encendidos de las bombas en una estación de bombeo pluvial, es necesario considerar la variabilidad de los caudales de ingreso y, al mismo tiempo, discretizar la capacidad de bombeo para que esta responda de forma proporcional, óptima y factible a la demanda. En este sentido, la resolución de la secuencia de encendidos resulta de un modelo de embalse en el que se evalúa un hidrograma de diseño ante condiciones de volumen de operación, números de bombas y capacidad de bombeo predefinidos. El modelo de embalse a resolver

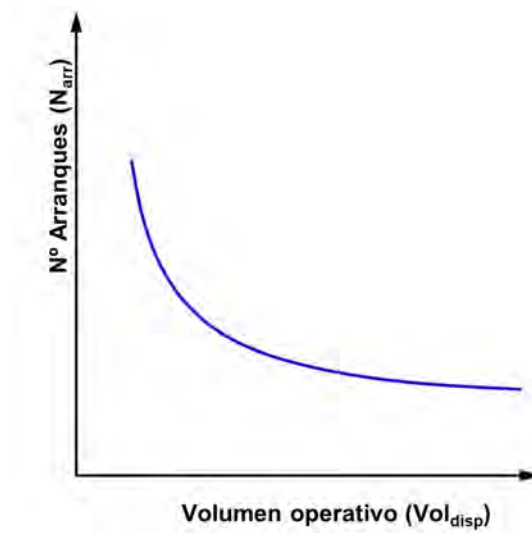


Figura 6.25: Relación entre el número de arranques y el volumen operativo disponible de la cámara de bombeo

consiste en un planteo de continuidad entre el caudal que ingresa (hidrograma de diseño), el caudal de salida, como producto de las bombas encendidas, y un volumen de almacenamiento (Ψ). Para cada intervalo de tiempo evaluado se plantean las siguientes expresiones:

$$\begin{cases} \Delta\Psi_i = Q_{e_i} - Q_{s_i} \\ \Psi_i = \Psi_{i-1} + \Delta\Psi_i \end{cases} \quad (6.12)$$

Como hemos establecido, el volumen de operación es una variable predefinida a partir de la disposición de espacio y niveles operativos o mediante un valor propuesto para su evaluación. El volumen de operación puede expresarse como una función del nivel, y viceversa, acotado entre un valor de nivel mínimo y máximo.

$$N_i = f(\Psi_i) \quad (6.13)$$

El caudal de entrada en el modelo viene dado por el hidrograma de diseño, o a evaluar, establecido en función de los análisis de drenaje. Se tiene en cada intervalo de tiempo un caudal variable que se define como valor medio del intervalo de discretización.

$$Q_{e_i} = \frac{Q_{inicial} - Q_{final}}{2} \quad (6.14)$$

El caudal de salida se define a partir de la capacidad de bombeo del sistema y en función del nivel operativo, el nivel de descarga y el caudal de ingreso. En este sentido, la capacidad de bombeo se define por las características de las bombas seleccionadas y la cantidad y disposición adoptada. Los niveles operativos incidirán de dos formas diferentes sobre el caudal de salida, por un lado tendremos a los niveles extremos como indicadores de arranque y parada de las bombas, y, por otro lado, la variación de niveles de operación puede traducirse en una variación del salto de funcionamiento de la bomba. Asimismo, el nivel de descarga del sistema puede alterar el salto de funcionamiento en que operan las bombas. Por último, el caudal de ingreso representa la demanda al sistema de bombeo, definiendo la fracción de la capacidad de bombeo que se

empleará en cada intervalo.

La capacidad de bombeo ha de satisfacer el punto de máxima demanda, es decir, el caudal máximo del hidrograma de diseño. La materialización de la capacidad de las estaciones de bombeo se obtiene, en general, por múltiples bombas dispuestas en paralelo. En cada intervalo de tiempo opera una fracción de la capacidad de bombeo, la que se discretiza a partir del número de bombas encendidas.

$$Q_{s_i} = N_{b_i} Q_b \quad (6.15)$$

Un primer cálculo de la secuencia de encendidos requerida para nuestro proyecto puede realizarse considerando que la variación de los niveles de la dársena y de restitución no alteran de forma significativa el punto de funcionamiento de las bombas. En otras palabras, esta simplificación implica que las bombas instaladas impulsan un caudal constante. Bajo estas suposiciones, la secuencia de encendidos y apagados de bombas en nuestro modelo se obtiene de la resolución de una secuencia condicional en cada intervalo de tiempo. El primer grupo de condiciones a evaluar refiere a los niveles en la dársena de bombeo, donde evaluaremos si el nivel alcanza el nivel de encendidos de las bombas, que es el nivel máximo de la capacidad de bombeo, y por otro lado evaluaremos si el nivel de la dársena alcanza el nivel de apagado de las bombas. En el segundo grupo de condiciones consideraremos la tendencia del nivel, evaluaremos en los casos que el nivel máximo es superado si el nivel continúa incrementando donde deberemos encender una nueva bomba, y evaluaremos en los casos que el nivel mínimo es alcanzado si se debe apagar una nueva bomba.

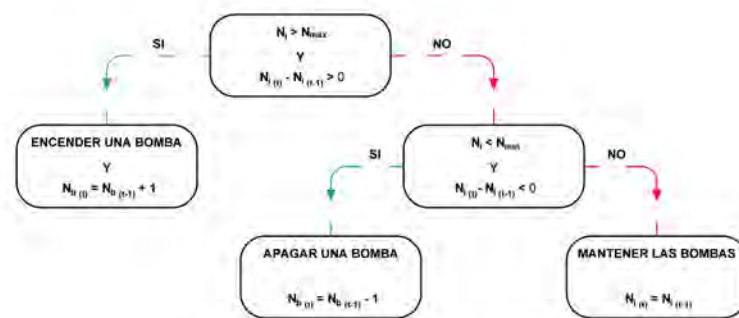


Figura 6.26: Secuencia condicional de encendidos de las bombas para una EB pluvial

La aplicación de las condiciones de encendidos puede verse esquematizada en la Fig. 6.26. En este procedimiento de cálculo se deben establecer las condiciones de borde del modelo y se debe verificar que el número de bombas encendidas no supere al número de bombas instaladas. La resolución de un modelo de operación de una estación de bombeo como el propuesto arroja resultados como los observados en la Fig. 6.27, donde se puede observar cómo el caudal de salida va copiando al caudal del hidrograma en todo el paso del tiempo. En este caso particular, donde tenemos siete bombas operativas en el modelo, vemos en la rampa creciente del hidrograma los escalones en el caudal de salida que corresponden al encendido consecutivo de las bombas.

Puede verse que en el tramo final de este hidrograma se da la condición más exigente en

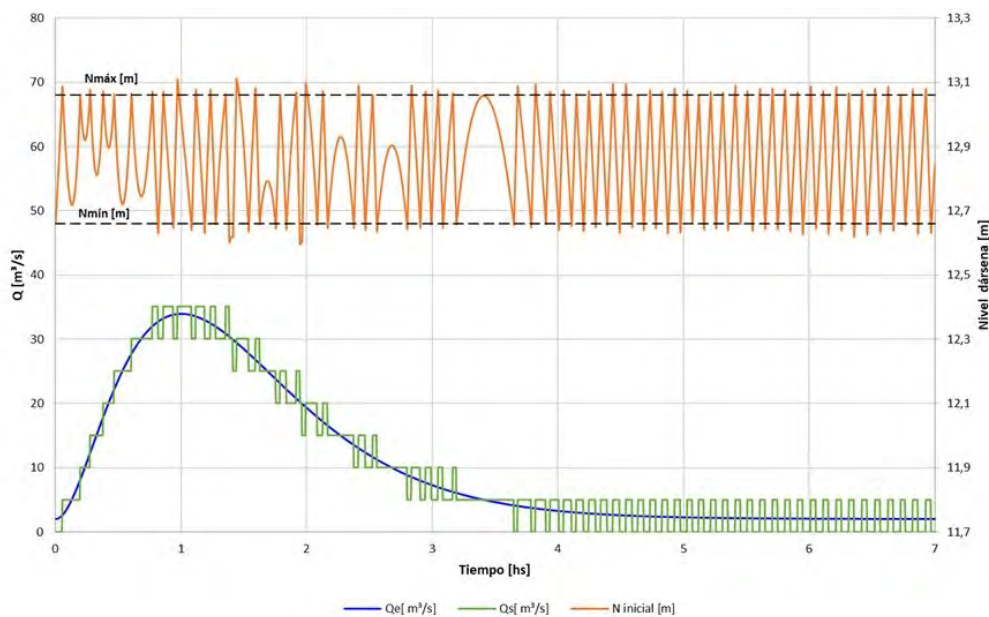


Figura 6.27: Modelo de operación de la estación de bombeo ante condiciones de diseño

cuanto a la cantidad de encendidos y apagados de las bombas, cuando el caudal ingresante es del orden de la mitad del caudal de una bomba. Para evaluar, en condiciones de caudales variables, si el número de encendidos de las bombas se ajusta a las restricciones de funcionamiento que plantea el fabricante, podemos computar el mayor número de encendidos por hora y dividirlo por la cantidad de bombas instaladas. Otra opción que nos ofrece el modelo es determinar cuándo se enciende y apaga cada bomba durante el transcurso del hidrograma y, con ello, determinar los tiempos de funcionamiento o el menor tiempo existente entre el encendido y apagado de la misma bomba.

Integración de los conductos a la cámara de carga

En algunos proyectos especiales de estaciones de bombeo de desagües pluviales, sobre todo en lugares donde la disponibilidad de espacio se encuentre restringida, la superficie de las dársenas puede hallarse acotada y con ello el volumen de regulación de las crecidas. Desde luego, el volumen de regulación necesario puede reducirse aumentando la cantidad de unidades de la estación de bombeo, pero ello conduciría a un incremento de los costos de instalación, en algunos casos inadmisibles. En estos casos, si los conductos que descargan a la estación de bombeo son de dimensiones importantes, es posible emplear su volumen disponible para almacenar los excesos del agua proveniente de los desagües (Fig. 6.28). Para determinar estas condiciones se deberá conocer el escurrimiento en los conductos durante el transitorio de la crecida, es decir modelar flujos impermanentes a superficie libre, con una estación de bombeo en uno de los extremos. Esto es un trabajo adicional para el proyecto, además que se deberán conocer los detalles de la red de desagües, por lo que solo en algunos casos esto será justificable.

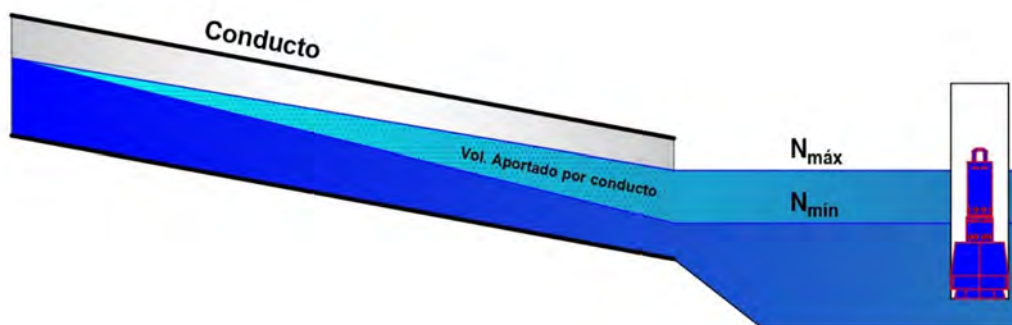


Figura 6.28: Incorporación de la capacidad de los conductos al volumen operativo

Combinación con descarga por gravedad

Es usual en las estaciones de bombeo de desagües pluviales, que las mismas pasen a funcionar por bombeo, si las condiciones del cuerpo receptor no permiten la descarga por gravedad, o ésta no resulta suficiente. Por tal motivo existen configuraciones que combinan ambas situaciones, como se ve en la Fig. 6.29, donde en la misma dársena se encuentran integradas las dos funciones: descarga por gravedad y por bombeo. Esta alternativa de diseño optimiza el espacio ocupado por la estación de bombeo frente a la alternativa de tener por separado una descarga por gravedad (canal conducto) que opere cuando los niveles del cuerpo receptor y de los conductos son suficientes para erogar la crecida por lluvias en la cuenca que atienden estas obras.

Para materializar esta alternativa, se recurre al diseño de un descargador de fondo que puede ser obstruido por medio del cierre de una compuerta ubicada aguas abajo de la dársena, como se ve en la Fig. 6.29, en la zona remarcada con un círculo, cuando la operación deba ser por bombeo. La operación de las compuertas debe estar adecuadamente controlada y relacionada con el arranque de las bombas, ya que en un transitorio como es el de la afluencia de caudales provenientes de los desagües durante una tormenta, no deben darse tiempos 'muertos' en los cuales ninguno de los dos sistemas funcione. Usualmente, para estaciones de bombeo de gran envergadura, se programa la secuencia lógica de accionamiento automático del cierre de compuertas y arranque de bombas, con los tiempos mínimos posibles y requeridos para que el nivel máximo no sea superado para la condición de diseño. Esto se obtiene a partir de simulaciones matemáticas que permiten anticipar la variación instantánea de los niveles en el transitorio de la crecida y del pasaje de escurrimiento por gravedad a bombeo.

Instalaciones auxiliares

En el desarrollo de una estación de bombeo de gran magnitud se deben considerar una serie de instalaciones auxiliares que constituyen un complemento necesario a las bombas y sus motores. Entre estas instalaciones las principales, o que se presentan con mayor frecuencia, son:

- las instalaciones eléctricas y electrónicas;

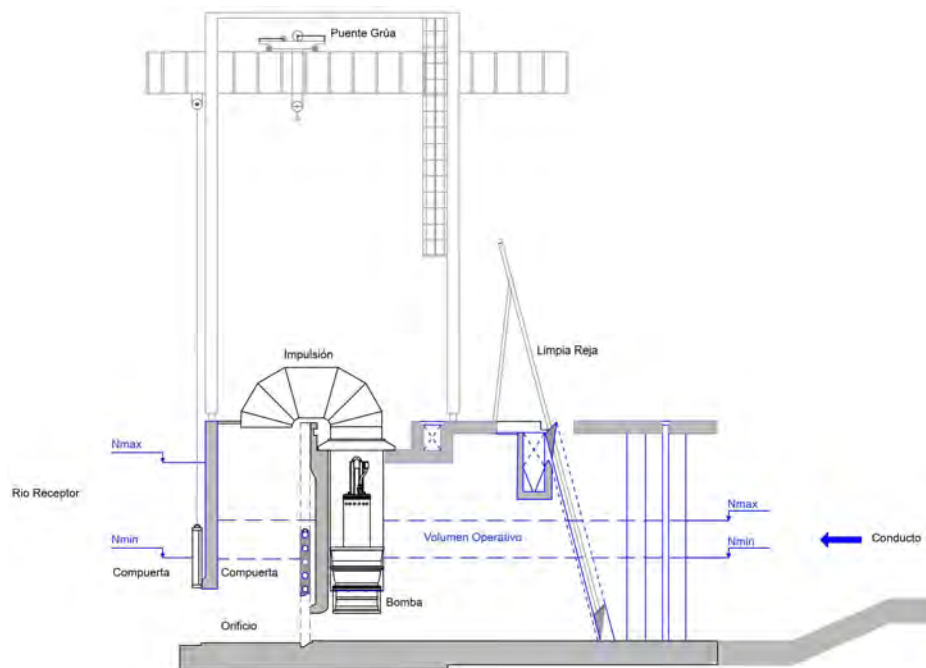


Figura 6.29: Diseño de dársena de bombeo con ambas funciones: descarga por gravedad y por bombeo (La Boca-Barracas, CABA)



Figura 6.30: Descarga al Riachuelo de la Estación de Bombeo número 2, con 8 bombas, en La Boca-Barracas, CABA

- las instalaciones de ensamble y mantenimiento;
- las instalaciones de operación.

Las instalaciones eléctricas y electrónicas constituyen el sistema de alimentación de los motores de bombeo, los sistemas de aire comprimido, el alumbrado y sistemas de monitoreos, entre otros. Junto a esto se requiere que en las estaciones de bombeo se construyan una sala de mando o de control, equipada con tableros eléctricos de potencia y de control de la operación de cada bomba, ya sea en forma manual o automática. El tablero tiene la función entregar o cortar el suministro eléctrico a los motores, así como a los equipos auxiliares (ventilación, puente grúa, limpia rejas, válvulas). Están provistos de un PLC (Controlador Lógico Programable) mediante el cual se comanda la operación automatizada de las bombas, que debe ser diseñado atendiendo a los requerimientos particulares de cada estación de bombeo. La lógica de arranques y paradas está asociada a la lectura de los sensores de nivel dispuestos en la cámara de bombeo, a los

tiempos de espera necesarios para la estabilización de los niveles, a la combinación de operación por bombeo y gravedad, si es que fuera el caso, etc. Estos tableros también alojan distinto tipo de protecciones (relés e interruptores) para proteger los equipos del sobrecalentamiento y fallas de origen eléctrico.

Bajo el nombre de instalaciones de ensamblaje y mantenimiento agrupamos a la infraestructura y equipamiento requerido para la instalación de las bombas, así como para su desmontaje y montaje ante la necesidad de reparaciones. Estas instalaciones se conforman de una componente civil/arquitectónica, que se conforma de espacios de acceso y circulación, tanto para el personal como las maquinarias requeridas, dotado de las características pertinentes. Ejemplo de esto son los accesos de personal a los distintos recintos donde se disponen las bombas y los motores, los accesos para camiones y montacargas, un pañol para el guardado de herramientas y repuestos, etc. Por otro lado, tenemos los equipamientos mecánicos de mantenimiento donde se distingue principalmente los sistemas de carga como el puente grúa, las plumas o algún otro tipo de sistema de izajes.

Por último, cuando nos referimos a instalaciones de operación buscamos referirnos a aquellas instalaciones complementarias que nos permiten realizar distintas maniobras del funcionamiento de la estación de bombeo. En este grupo de instalaciones nos referimos a los sistemas de compuertas de acceso a la estación de bombeo o a aquellas requeridas para la vinculación a los sistemas de descarga por gravedad, a los sistemas de reja y limpieza para la retención de sólidos en el acceso del flujo a la dársena, a los sistemas de válvulas o múltiples de impulsión, etc.

Referencias

La bibliografía recomendable para ampliar los contenidos de este capítulo es amplia y diversa. Ante esta situación las recomendaciones que haremos son acotadas en función de su especificación y relevancia en la aplicación de la técnica.

1. La primera área temática que podemos englobar es la de la gestión de los drenajes urbanos. Una referencia fundamental, en este sentido, el libro *Hidrología aplicada* donde hallaremos las referencias técnicas de los procesos de precipitación, abstracción y escurrimiento. La segunda referencia que queremos destacar es el *Manual para el diseño de planes maestros para la mejora de la infraestructura y la gestión del drenaje urbano* que publicó la Secretaría de Obras Públicas de la Nación Argentina el año 2013. Este manual brinda los lineamientos necesarios para gestionar la problemática de los drenajes urbanos e información técnica de las distintas áreas disciplinarias que deben intervenir en el proceso de gestión. Esta última referencia es tanto más relevante cuanto establece los lineamientos a considerar en el territorio argentino.
2. Las referencias principales en relación al funcionamiento hidráulico de las bombas ya han sido citadas en capítulos anteriores. Cabe mencionar los libros *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas* y *Pumping station design* como las referencias más significativas.

3. El tercer grupo temático que encontramos en este capítulo refiere al diseño de una dársena de bombeo para efluentes fluviales. Aquí, la norma ANSI/HI 9.8, *Pump Intake Design*, es una de las principales referencias a considerar. Esta normativa brinda gran cantidad de información respecto a las condiciones generales en las que se han de construir las dársenas de bombeo, las condiciones de instalación de las bombas y los parámetros y variables que se deben evaluar para garantizar un correcto funcionamiento. Digna de mención es, también, la información que los propios fabricantes publican. En este sentido, vale destacar el libro *The Complete Guide to Stormwater Management* que publica la compañía Xylem o *Wastewater Pumps - Engineering Manual*, publicado por la compañía Grundfos, entre otros ejemplos.

A continuación se detallan las obras mencionadas:

Chow, V.T., Maidment, D.R., Mays, L.W. (1994), *Hidrología aplicada*. Bogotá: McGraw-Hill.

Jones, G.M., Sanks, R.L., (2008), *Pumping Station Design*. Burlington: Butterworth-Heinemann.

Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 2da. ed.* Madrid: Ediciones del Castillo S.A.

Grundfos A/S (2002), *Wastewater Pumps - Engineering Manual*. Denmark: OFFSET.

Hydraulic Institute Standards (1998). ANSI/HI 9.8. *American National Standard for pump Intake Design*. United States of America: Hydraulic Institute.

Presidencia de la Nación, Secretaría de Obras Públicas (2013), *Manual para el diseño de planes maestros para la mejora de la infraestructura y la gestión del drenaje urbano*. Argentina.

Xylem, Inc. (2018), *The Complete Guide to Stormwater Management*. Recuperado de www.xyleminc.com.

CAPÍTULO 7

Dimensionado general de un acueducto

Victoria Lugo, Cecilia Lucino y Sergio Liscia

Introducción

Llamamos sistema de abastecimiento de agua al conjunto de obras necesarias para captar, conducir, tratar, almacenar y distribuir el agua desde fuentes naturales, ya sean subterráneas o superficiales, hasta las viviendas de los habitantes que son favorecidos con dicho sistema.

Las demandas a satisfacer pueden ser de tipo industrial, riego, agua potable o cualquier combinación de estas. En general, las demandas de agua para consumo humano son las que justifican y requieren de grandes acueductos y es por tal motivo que este capítulo está orientado a ellas. Las otras demandas presentan algunos condicionamientos que les son propios, pero pueden ser resueltas siguiendo los lineamientos generales que aquí se aplican. Cualquiera sea la demanda a satisfacer, se deben respetar las normativas vigentes que garanticen la calidad del agua que se quiere suministrar.

Fuentes de provisión de agua

Las fuentes de provisión de agua pueden ser superficiales o subterráneas. Entre las primeras, cabe mencionar: ríos, arroyos, lagos naturales y embalses; entre las segundas: acuíferos cuya agua puede captarse mediante pozos o galerías filtrantes.

El agua superficial permite asegurar mayor disponibilidad y renovación del recurso hídrico, además de no requerir de tratamientos adicionales a los clásicos de filtrado, coagulación y desinfección que tienen lugar en las plantas potabilizadoras tradicionales. El agua subterránea, en cambio, suele contener concentraciones altas de flúor y de metales pesados, lo que torna necesarios tratamientos más sofisticados, con menor rendimiento y mayor costo.

Siempre es necesario un análisis de las particularidades del proyecto para definir con criterio la fuente de provisión más conveniente. Si el caudal demandado fuera inferior a caudal mínimo del río, el abastecimiento puede ser garantizado el 100% del tiempo; cuando su magnitud está comprendida entre el mínimo y el módulo del río, debe generarse un espacio o volumen disponible a fines de permitir la regulación del río y así poder garantizar el caudal el 100% del tiempo; en caso de exceder al caudal módulo, aún es posible regular el río para abastecimiento, pero con garantías de provisión menores.

Demanda

La demanda de agua potable para poblaciones cuyo comportamiento demográfico se encuentra en expansión tiene una evolución en el tiempo similar a la que se indica en la Fig. 7.1.

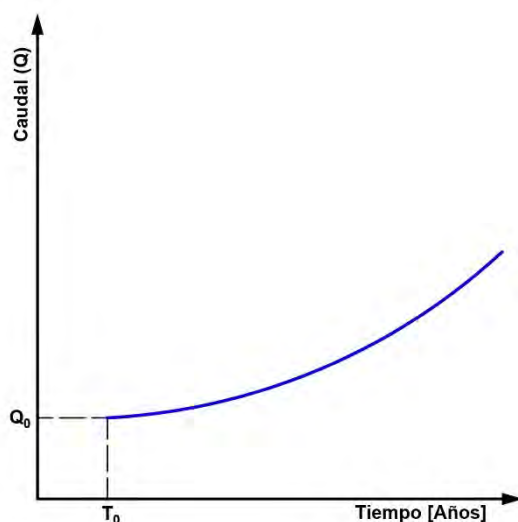


Figura 7.1: Evolución de la demanda de caudal para consumo humano

Si analizamos los consumos de riego -o los industriales-, su variabilidad es menos predecible, pues se encuentran ligados a parámetros de más evolución más compleja. El agua para uso industrial, por ejemplo, representa un alto porcentaje del consumo global de agua en los países

desarrollados, pero considerablemente menor en los países en vías de desarrollo. Su evolución está ligada al aumento de la producción industrial y manifiesta un crecimiento incierto con el tiempo.

El caudal de diseño de un acueducto para provisión de agua potable se debe obtener a partir de la máxima demanda a satisfacer. Para ello, es necesario, asignarle al mismo un período de vida útil. En otras palabras, asignar un horizonte de diseño y con él determinar la máxima demanda de agua. Definido el horizonte de diseño, es posible a partir de, al menos, los últimos dos datos censales, analizar el aumento de la población y hacer una proyección de ella. Existen diversas metodologías estadísticas de proyección de la población que pueden aplicarse según los distintos casos. Habitualmente implican la estimación de cómo será la evolución de la zona de estudio en el futuro, teniendo en cuenta, para ello, cómo ha sido su evolución en el pasado.

Es importante destacar que es posible modificar algunas tasas de crecimiento que hayan resultado negativas si se considera que la ejecución de un proyecto de abastecimiento de agua potable puede modificar la situación en una localidad, estimulando el desarrollo de algunos sectores o incentivar a la población aledaña a radicarse dentro del radio servido por la red de distribución.

Una vez estimada la población a satisfacer en el horizonte de diseño, se determina la dotación, o sea, la cantidad de litros de agua consumida por habitante por día.

Para el estudio de abastecimiento de agua potable es necesario tener en cuenta el máximo caudal a transportar, que se verá afectado por las variaciones temporarias del consumo. Existen tres tipos de variaciones del consumo a tener en cuenta: la variación horaria del consumo, que depende de los hábitos de consumo de agua de la población; la variación mensual, que depende principalmente del clima; y la variación anual, que depende del crecimiento demográfico. El caudal de diseño del sistema debe ser el máximo posible que pueda darse durante la vida útil de la obra, es decir: el máximo caudal del día de mayor consumo del último año de la vida útil.

Debe considerarse, además, el agua no contabilizada, que incluye los consumos clandestinos (consumos no registrados por falencias administrativas o comerciales), las pérdidas físicas en el transporte y distribución en redes y conexiones, falsos registros de medidores, usos públicos no registrados, etc. En el caso de sistemas de abastecimiento completamente nuevos, puede considerarse incrementando la demanda en un 20 %.

Finalmente, definidos el horizonte de diseño, la dotación y la población estimada al final de la vida útil del acueducto, es posible determinar el caudal máximo a transportar por el acueducto y los caudales a derivar en caso de que sea necesario. Para caudales intermedios durante los años operativos y para demandas variables deben realizarse las verificaciones y/o adaptaciones que sean necesarias.

Planteo de posibles trazas

El planteo de posibles trazas debe realizarse luego de un estudio profundo de la topografía de la zona. La traza debe diseñarse con quiebres que permitan la eliminación del aire acumulado dentro de la tubería en las partes altas y el vaciado por tramos (este detalle del diseño se abordará en la Segunda Parte del libro) asociado a la colocación de válvulas de aire y de desagüe. No

siempre es posible armonizar la traza con las condiciones ideales de escurrimiento. Por este motivo, habrá que analizar distintas variantes teniendo en cuenta factores como la economía del proyecto, la practicidad, la accesibilidad, la posibilidad de construcción de tramos por etapas o de permitir ampliaciones a futuro, el comportamiento del acueducto frente a posibles cortes o roturas en distintos tramos, entre otras cosas. Es recomendable preseleccionar las alternativas que intuitivamente resulten mejores y realizar un estudio económico, con un enfoque totalmente preliminar, para determinar cuál será la alternativa más conveniente.

Dimensionado del acueducto

La provisión de agua mediante un acueducto tiene cinco componentes principales:

1. Obra de captación o toma;
2. Planta de tratamiento de agua cruda;
3. Conducción o red de distribución;
4. Estaciones de bombeo y cisternas;
5. Lógica de control y operación.

Definido un caudal de diseño, se procede a estudiar las dimensiones de la obra de conducción, excluyendo de este análisis la fuente de provisión de agua, sea esta de origen superficial o subterráneo. El dimensionado de la obra de conducción consiste en definir dos variables primarias: el diámetro de la conducción (o más de un diámetro, en el caso muy usual de tratarse de largas longitudes) y su espesor, que depende en igual medida de la presión de trabajo de cada punto de la conducción y del material seleccionado. Además, el acueducto deberá ser verificado para las condiciones de presión a las que estará sometido en régimen impermanente, lo cual será tratado más adelante. La definición del diámetro y el espesor difiere en el procedimiento a seguir según se trate de conducciones a gravedad o por bombeo. Por otra parte, el proceso de dimensionado tiene un grado de interrelación con la morfología del terreno y las posibles trazas del acueducto.

En los casos de escurrimiento a gravedad, el desnivel topográfico a salvar, entre el nivel mínimo disponible en la toma de agua y el nivel máximo del cuerpo receptor, H_T , permite estimar la mínima energía por unidad de peso disponible para trasladar el agua hasta el lugar de descarga. Es decir que, a los fines del cálculo, H_T es la energía total disponible. Dicha energía será disipada en su totalidad, por lo que, si es posible asumir que el coeficiente de fricción f es constante, la ecuación elemental a proponer es:

$$H_T = J = \left(\sum K + \frac{fL}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (7.1)$$

Donde J representa las pérdidas totales del tramo en cuestión, de longitud L . Para expresar esta igualdad en función del caudal y del diámetro de la tubería, recordamos las fórmulas de

cálculo de la velocidad ($= V/A$) y del área de pasaje ($= \pi D^2/4$).

$$D = 2 \left[\left(\frac{Q}{\pi} \right)^2 \frac{\sum K + fL/D}{2gH_T} \right]^{0,25} \quad (7.2)$$

Para los casos en que los caudales tienen una variación importante a lo largo de la vida útil, aplicando valores de coeficiente de fricción variables, es conveniente utilizar la ecuación de Colebrook-White para obtener el coeficiente de fricción f , de modo iterativo, para distintos valores de Reynolds:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k/D}{3,70} \right) + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \quad (7.3)$$

La Fig. 7.2, que muestra un acueducto funcionando a gravedad, pone en evidencia cómo la diferencia de energía total, H_T , que es producto de una cota superior a la descarga, es consumida completamente por las pérdidas locales y friccionales. Se indica, además, la línea de energía piezométrica dinámica. En general, el proyectista puede tomar una revancha en la cota de llegada, que se descuenta de H_T .

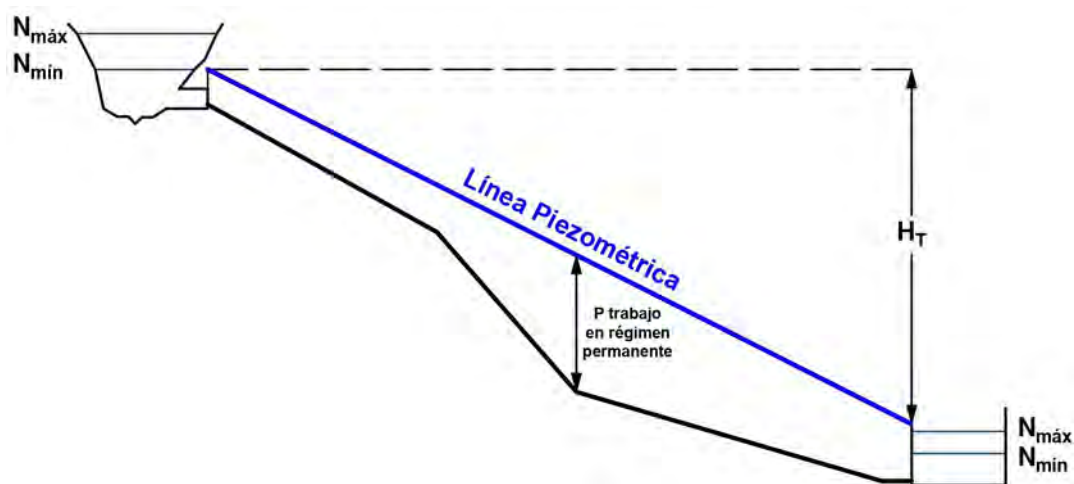


Figura 7.2: Esquema de acueducto funcionando a gravedad

Por cuestiones vinculadas a los transitorios hidráulicos y a los problemas que genera el aire dentro de la tubería en este tipo de conducciones, suele sugerirse que la variación del caudal, ya sea para un cambio de operación o para un cierre temporario, se realice mediante una válvula ubicada en su extremo de aguas abajo. En estas condiciones, cuando el acueducto esté en régimen estático se darán los mayores esfuerzos sobre las secciones de la tubería, por lo que inicialmente este es el estado que se debe considerar para dimensionar los espesores del material de la tubería que deberá soportar la carga estructural de la presión interna que le ejerce el agua.

Si aislamos una sección cualquiera del acueducto de diámetro D y un espesor e , vemos que la misma se encuentra sometida a una presión interna p_i . Se tiene un sistema de fuerzas donde la fuerza F genera una tensión de tracción σ (Fig. 7.3).

Por lo tanto, se tendrá el siguiente esquema de fuerzas, donde la fuerza F genera una tensión de tracción σ tal que:

$$F = 2\sigma\Omega \quad (7.4)$$

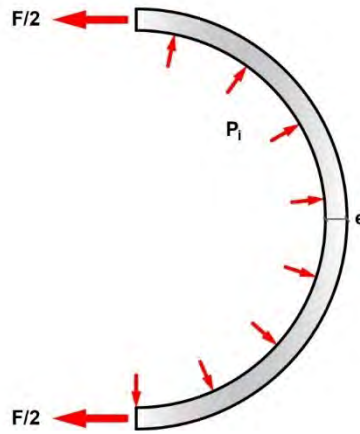


Figura 7.3: Equilibrio de fuerzas en una sección del acueducto

Donde el área por unidad de longitud Ω es el espesor e .

La fuerza F que actúa en el cilindro, calculada por unidad de longitud del acueducto, es:

$$F = p_i D \quad (7.5)$$

Este análisis se fundamenta en la simplificación de que la distribución de tensiones que tiene lugar en los espesores de la tubería, como respuesta a la presión interna, será uniforme. Este concepto implica considerar 'tuberías de pared fina', es decir, de relativamente poco espesor frente al diámetro. Igualando las fuerzas y despejando el espesor, obtenemos:

$$e = \frac{p_i D}{2\sigma} \quad (7.6)$$

Con esta expresión sería posible determinar el espesor de la tubería en función de la tensión admisible de tracción para cada tipo de material y para cada sección; si la tubería tuviera una cierta inclinación respecto de la línea de energía, el espesor deberá ser capaz de absorber la presión máxima de trabajo correspondiente (Fig. 7.2).

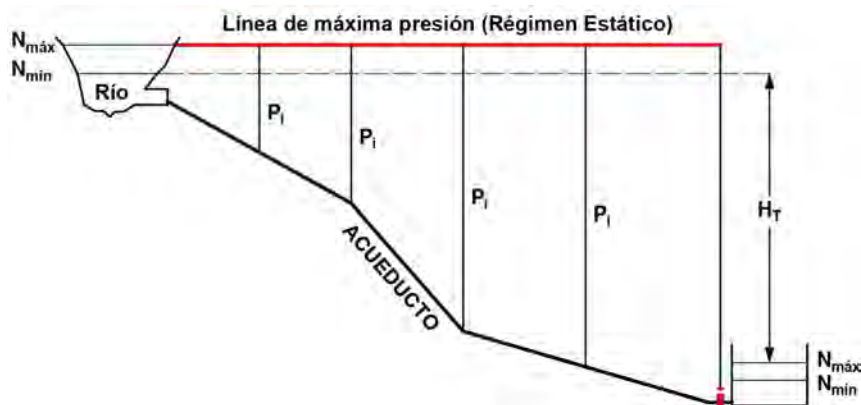


Figura 7.4: Presiones internas en una tubería funcionando a gravedad

Sin embargo, asumir un espesor variable sección a sección resulta impracticable técnica y económicamente. Para salvar este inconveniente, se realiza una distribución discreta en tramos

de espesor constante. Los fabricantes de tuberías ofrecen al mercado una serie estandarizada de tuberías aptas para resistir, en condiciones de régimen permanente, una determinada serie de presiones fijadas de antemano.

La clase de las tuberías depende de las normas que se utilicen, y estas, a su vez, del tipo de material. Las normas tendientes a optimizar toda la construcción de las tuberías indican clases con números discretos. En general, clase 2 significa que la tubería puede trabajar con una presión interna de hasta 2 kg/cm^2 . Análogamente para clase 4 (4 kg/cm^2), clase 6 (6 kg/cm^2), etc. Con esta discretización se subdivide la tubería en tramos, donde cada uno de ellos queda definido por la clase (Fig. 7.5).

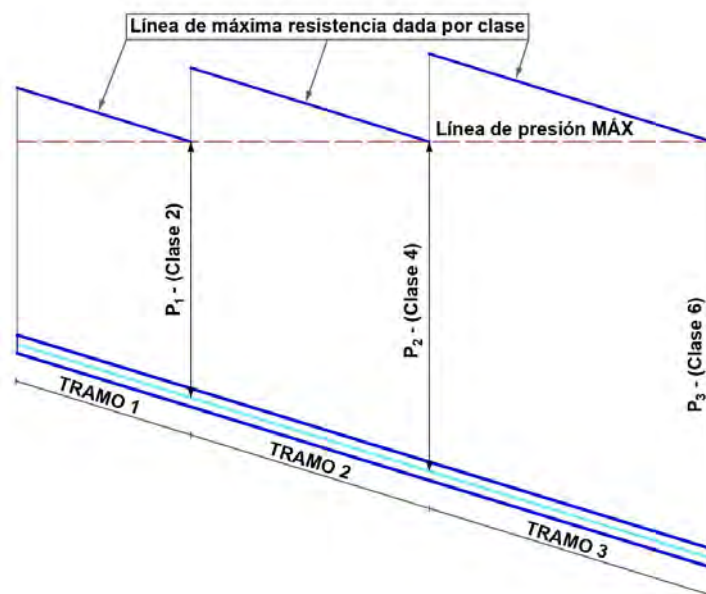


Figura 7.5: Clase de la tubería discretizada por tramos

En general, los acueductos tienen trazas con quiebres en el plano vertical. Por este motivo, las clases deberán seleccionarse teniendo algún algoritmo que permita identificar las presiones de trabajo, quedando soluciones como las indicadas en el esquema (Fig. 7.6).



Figura 7.6: Variación de clases en un tramo de acueducto a gravedad

En los acueductos, o tramos de estos, en donde opere una estación de bombeo (Fig. 7.7), las

mayores solicitaciones se producen cuando las bombas impulsan el máximo caudal, que implica la mayor pérdida de energía a vencer.

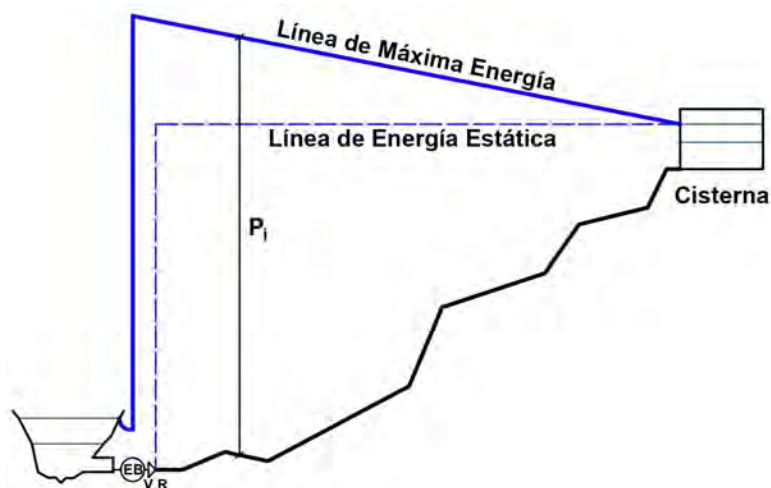


Figura 7.7: Esquema de acueducto funcionando por bombeo

Esto es así aun en aquellos casos en los que el acueducto tenga un equipo de bombeo a fines de incrementar el caudal máximo que escurre por gravedad por la tubería (Fig. 7.8). En estos casos, se combinan la línea de energía dinámica debida al bombeo del caudal máximo con la línea de energía estática que, en algunos tramos, supone una mayor solicitación.

Para el trazado de la línea de presión estática, o de reposo, se debe siempre recordar que los órganos de cierre deben asegurar que el acueducto no se vacíe. Como se puede apreciar en la definición de las clases de las tuberías, la topografía del lugar es de influencia determinante, ya que define los estados posibles de operación del acueducto además del valor de la altura.

Cuando se trata de acueductos con impulsión por bombeo, la clase, que define el espesor en tramos discretos, y el diámetro resultan contrapuestos a la hora de su selección. Por una parte, el aumento del diámetro disminuye las pérdidas de carga. Por otra parte, el aumento del diámetro tiene otras dos implicancias: el cambio el espesor y el aumento de volumen de material de la tubería. Este cambio implica mayor costo pues incrementa no solo la cantidad de material, sino también el ancho de excavación de la zanja donde se va a colocar. El aumento del diámetro redundará en menores pérdidas de energía. Por lo tanto, la bomba puede inyectar una menor presión al sistema, con lo cual la exigencia respecto del espesor es menor.

Para determinar cuál es el diámetro que resulte más económico teniendo en cuenta todos los factores antes mencionados, se realiza un análisis económico financiero para distintos valores de diámetro. Lo primero a considerar es la inversión inicial, compuesta, a grandes rasgos, por el costo de la tubería (función del diámetro, el espesor y el material); el costo de instalación de la tubería, referido a la excavación y relleno de la zanja donde se instala la tubería; y el costo del equipamiento hidromecánico, función de la potencia total instalada, aunque algunos autores lo dan como función de la altura o salto de impulsión. Para observar la forma en que están relacionadas estas variables supondremos que la tubería es diseñada para una misma presión en toda su longitud.

Con respecto al costo total de la tubería, C_T , en general todos los materiales tienen un precio

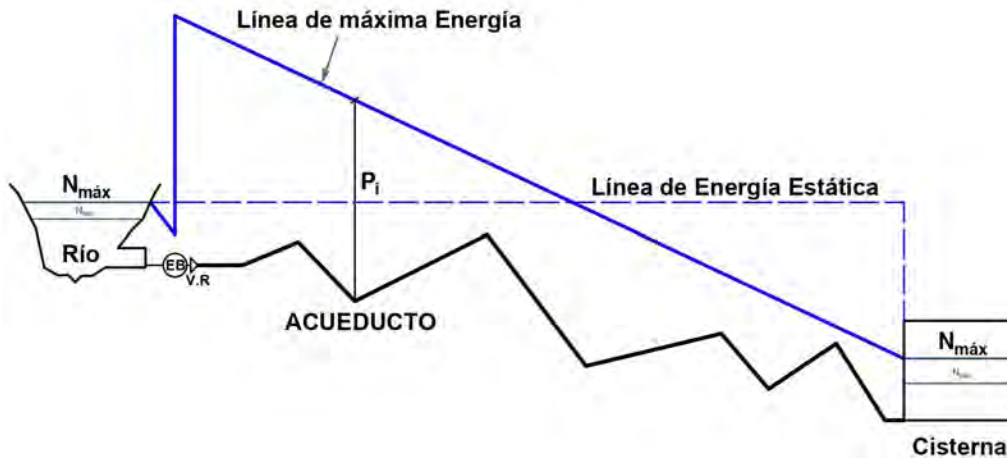


Figura 7.8: Operación por bombeo con gradiente topográfico positivo

en función del peso de material que deben utilizar para resistir a la presión a que son sometidos; si C_u es el precio unitario y G , el peso de la tubería, entonces:

$$C_T = C_u G \quad (7.7)$$

El volumen de la tubería puede asumirse igual a $V = \pi e D L$; sustituyendo en la Ec. 7.6, se obtiene:

$$C_T = \frac{C_u \gamma \pi p_i L}{2\sigma} D^2 \quad (7.8)$$

Con lo cual es evidente que el costo total de una tubería es función cuadrática de su diámetro.

El costo de instalación, o de zanjeo, de la tubería, C_I , varía poco y es, en general, función del ancho del equipo de excavación cuando se trata de diámetros pequeños. No obstante, en las cotizaciones, o en forma general, se considera un ancho de excavación igual al diámetro del conducto más un sobrecosto fijo de cada lado de la tubería que permita su correcta instalación y relleno (Fig. 7.9).

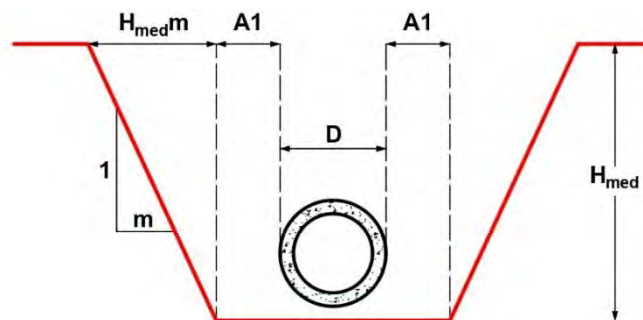


Figura 7.9: Sección de excavación para instalación de tubería

Es fácil comprobar entonces que, siendo C_i el costo de excavación por metro cúbico de suelo:

$$C_I = C_i L (D + 2A_1 + mH_{med}) H_{med} \quad (7.9)$$

Por su parte, el costo del equipamiento electromecánico, C_B , se compone fundamentalmente por las bombas, sus motores y tableros eléctricos; puede asociarse directamente a la potencia

eléctrica que consume la bomba. Si el costo unitario del consumo de energía es C_b , entonces:

$$C_B = C_b P \quad (7.10)$$

Donde la potencia suministrada, P , viene dada por la Ec. 7.11:

$$P = \frac{1}{\eta_T} \gamma Q H_u \quad (7.11)$$

En la que el salto útil, H_u , está dado, a su vez, por:

$$H_u = H_T + \frac{fL}{2gD} \left(\frac{Q}{A} \right)^2 \quad (7.12)$$

Donde H_T representa el salto topográfico a salvar.

En vistas de todo ello, se obtiene que:

$$C_B = C_b \frac{1}{\eta_T} \gamma Q \left(H_T + \frac{8fL}{\pi^2 g} \frac{Q^2}{D^5} \right) \quad (7.13)$$

Si se analizan por separado los tres componentes citados de la inversión inicial, veremos que tanto el costo de la tubería como el costo de la excavación aumentan con el aumento de su diámetro. Por el contrario, el costo del equipamiento de bombeo disminuye a medida que el diámetro de la tubería se incrementa, pues ello implica una reducción en las pérdidas de carga y, por ende, en el salto útil requerido para el equipamiento de bombeo.

Además de la inversión inicial, debemos considerar el costo que implica la operación del acueducto durante su período de vida útil. Este costo, que identificaremos como costo de operación, C_O , es variable según varíe el caudal bombeado. Por lo tanto, para los distintos años de vida útil del acueducto, conforme varíen los caudales objetivos, también variarán los costos de operación. Estos costos, denotados por C_1 están ligados a la tarifa por unidad de energía consumida por el equipamiento hidromecánico, Tar , y su factor de utilización, F_u ; o sea:

$$C_1 = Tar F_u E \quad (7.14)$$

La energía, E , por su parte, resulta de la integración de la potencia (Ec. 7.11) a lo largo de un periodo de duración T ; usualmente, la unidad temporal de referencia es un año. Por lo tanto:

$$C_1 = Tar F_u \frac{1}{\eta_T} \gamma Q \left(H_T + \frac{8fL}{\pi^2 g} \frac{Q^2}{D^5} \right) T \quad (7.15)$$

Para un caudal dado, la variación del costo anual de bombeo según el diámetro de tubería seleccionado tendrá una variación como la mostrada en la Fig. 7.10. Este costo actúa en todos los años que el acueducto opere. Durante estos años, el caudal va cambiando, o se modifica el tiempo de utilización y por ende, los costos de operación varían también. Para que sea posible sumar todos estos costos es necesario llevarlos siempre, sin excepciones, al año que se tome como referencia (usualmente, el año cero). Una forma sencilla de realizarlo es calcular el costo

actualizado C_A (Ec. 7.16).

$$C_A = \frac{C_1}{(1+i)^n} \quad (7.16)$$

Donde C_1 es, como se ha dicho, el costo de operación anual del sistema en un año n cualquiera e i es el interés del capital.

Esta fórmula es válida tanto para ingresos como para egresos y podemos utilizarla para llevar al año cero cualquier costo, ya sea de construcción, operación o mantenimiento, en cualquier año.

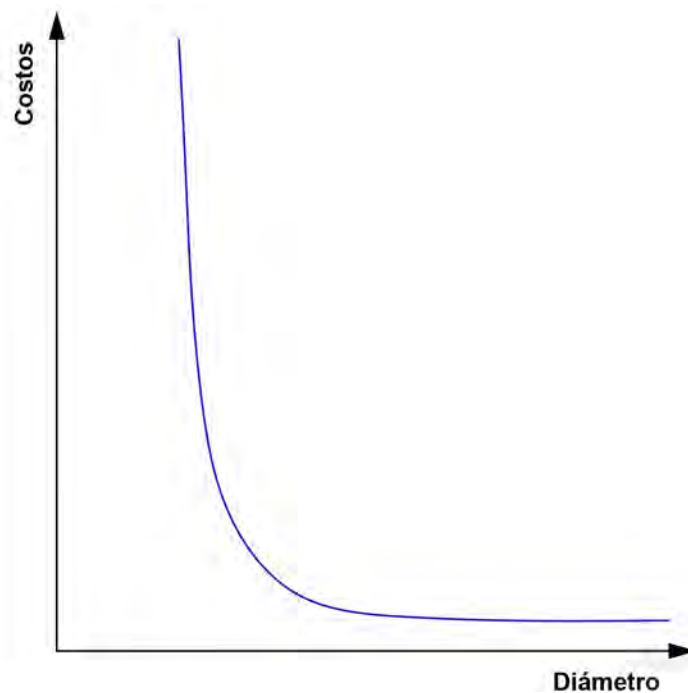


Figura 7.10: Variación del gasto por consumo energético del equipamiento de bombeo en función del diámetro adoptado para la tubería

Para observar la forma en que están relacionadas estas variables supondremos que la tubería es diseñada para una misma presión en toda su longitud. Si sumamos las cuatro variables analizadas C_T , C_I , C_B y C_O recordando llevar siempre los costos al año cero o al que se tome como referencia, se obtiene una gráfica de costo o inversión en función del diámetro como la que se muestra en la Fig. 7.11. El diámetro óptimo es el que resulta más económico y es el que se corresponde con el valor mínimo de la inversión.

Cisternas

Una vez definidos los diámetros del acueducto, deben dimensionarse los cuerpos receptores que, en general, son cisternas. Las cisternas reciben un caudal del acueducto y desde allí pueden alimentar derivaciones o entregar un caudal para su consumo directo. El caudal a entregar puede ser constante o igual al de consumo, de manera que la regulación a la red se realice mediante elementos intercalados antes de llegar a los usuarios. En cualquiera de estos casos mencionados, estamos en presencia de un volumen que opera sobre la curva de caudal recibida a fin de erogar otra de características diferentes.

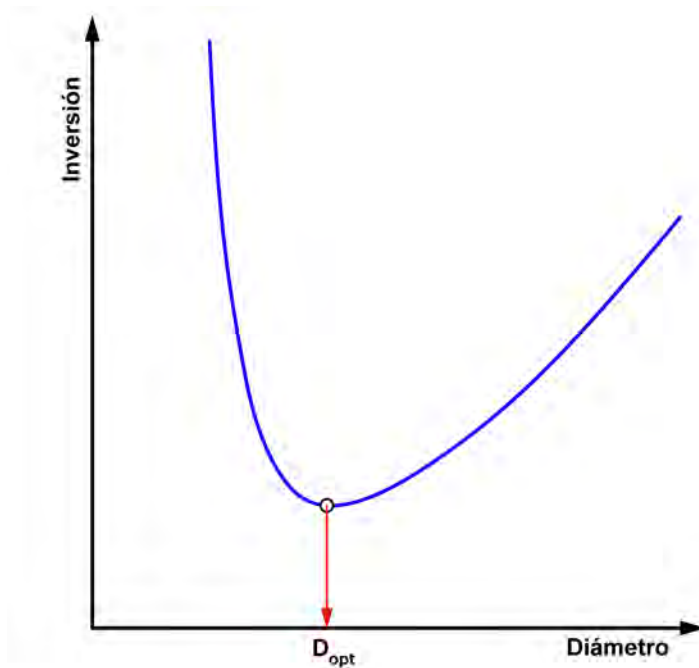


Figura 7.11: Costo total de inversión para distintos diámetros de tubería adoptados

Si el caudal recibido proviene de un acueducto que funciona por gravedad, el caudal variará en función de la válvula que se encuentra aguas arriba de la cisterna, por lo cual deberá reducir el caudal recibido, en caso de que la cisterna se encuentre en su nivel máximo, o aumentarlo, si se alcanza un nivel mínimo de referencia. Si la operación del acueducto es por bombeo, se deberá conocer la secuencia más desfavorable de arranques y paradas de las bombas asociada al desnivel operativo, para verificar que satisface los límites establecidos por el proveedor del equipamiento de bombeo.

Válvulas

Las válvulas son elementos que se intercalan en la conducción con diferentes finalidades como regular el caudal, limitar la presión, evitar el retorno del agua, eliminar el exceso de aire durante el llenado, eliminar el agua durante el vaciado y otras funciones, inclusive asociadas a la operación en régimen impermanente. Las características principales de una válvula son el diámetro, la consigna y su estado de operación (abierta o cerrada). Los resultados asociados con una válvula son básicamente el caudal de paso y la pérdida de carga.

Las válvulas de corte (tipo compuerta) y las válvulas de retención (o antirretorno), tienen por finalidad abrir o cerrar totalmente el paso del flujo. Cada tipo de válvula tiene una consigna diferente, relacionada con su comportamiento.

Las válvulas de regulación son bidireccionales y simulan una válvula parcialmente cerrada, cuyo comportamiento queda determinado por el valor del coeficiente de pérdidas menores. Usualmente, los fabricantes proporcionan la relación entre dicho coeficiente y el grado de apertura de la válvula.

Las válvulas limitadoras de caudal limitan el caudal de paso a un valor prefijado especificado por el operador del sistema. Estas válvulas pierden, por lo general, su capacidad de control

cuando no existe pérdida de carga a su través o cuando se encuentran con un flujo en reversa.

Las válvulas reguladoras de presión limitan la presión aguas abajo de la válvula para que no exceda un valor de consigna prefijado. Permiten modificar las clases de las tuberías y, con esto, los costos de esta última (Fig. 7.12). Estas válvulas operan, en general, hidráulicamente, y comparan a cada instante la presión aguas abajo con un valor de referencia: si esta supera el valor fijado (presión de seteo) cierra, introduciendo una pérdida de carga hasta llegar, si es necesario, a caudal nulo. En régimen estático, es decir, con caudal nulo, aguas abajo de la válvula la presión queda igualada al valor de seteo. Con esta disposición, la máxima carga que el acueducto debe soportar aguas abajo de las VRP puede ser considerablemente menor que la que actuaría si ella no estuviese. Se reducen así las clases de la tubería. En cualquier caso, la economía lograda en el costo de la tubería deberá ser tal que justifique el costo de la instalación y mantenimiento de la válvula. Además, deben ser tenidos en cuenta otros costos adicionales, como son los correspondientes a válvulas complementarias que resultan necesarias para el correcto funcionamiento, como son las válvulas de seguridad o de alivio y de aislamiento para eventuales reparaciones.

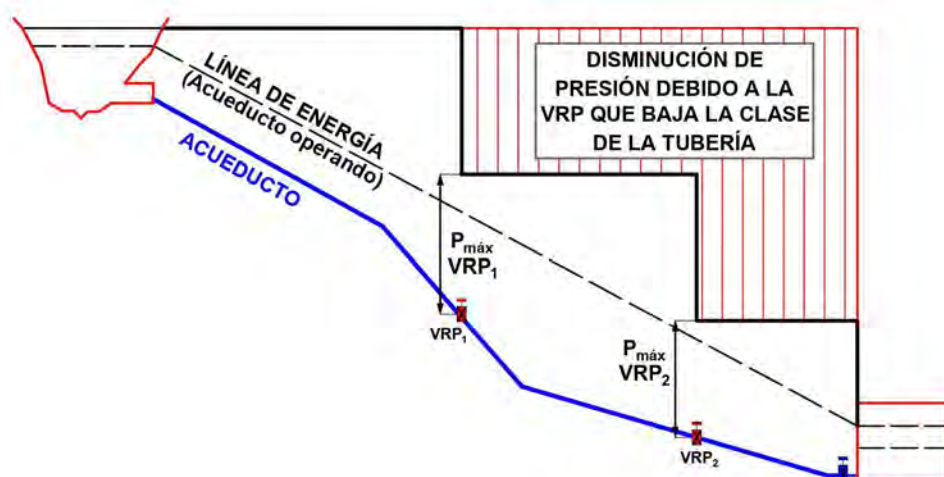


Figura 7.12: Ubicación y funcionamiento de VRP en un acueducto operando a gravedad

Las válvulas sostenedoras de presión tratan de mantener la presión aguas arriba de la válvula en un valor de consigna prefijado. Pueden operar en tres estados:

1. Parcialmente abierta: para mantener la presión aguas arriba en el valor de consigna prefijado, siempre y cuando la presión aguas abajo sea inferior al valor de consigna;
2. Completamente abierta, si la presión aguas abajo es superior al valor de consigna;
3. Cerrada, si la presión aguas abajo excede a la del nudo aguas arriba (para impedir el flujo inverso).

Las válvulas de aire pueden ser de pequeño orificio (o de purga) y de gran orificio; hay diseños que tienen ambas funciones en la misma válvula. Las primeras abren automáticamente en forma intermitente, dejando salir el aire cuando se ha acumulado una cierta cantidad en las partes altas de los tramos -los perfiles quebrados, justamente, admiten la acumulación de aire en las partes altas- y las de gran orificio están previstas para las maniobras programadas de llenado y vaciado

del acueducto por tramos, también ubicadas en las partes altas de los tramos, aproximadamente cada mil metros.

Las válvulas de desagüe se disponen en los puntos bajos del acueducto, distanciadas unas de otras en no más de 3000 m, con el fin de permitir el desagote de la tubería en cada sector, en caso de tener que vaciar algún tramo del acueducto ya sea por razones de limpieza, operativas o por alguna rotura sufrida en algún sector.

Las válvulas seccionadoras son las encargadas de posibilitar la división del acueducto en tramos independientes. De esta manera, en caso de hacerse necesaria la reparación de algún sector de tubería o de algún otro accesorio, no hace falta el vaciado de todo el acueducto, solo se aísla el tramo con problemas, cerrando las válvulas seccionadoras al comienzo y al final del mismo. La cantidad, tipo y distribución de estas válvulas en la instalación dependerá, de la configuración de cada problema en particular y de la decisión del proyectista.

CAPÍTULO 8

Estaciones de bombeo para acueductos

Mauricio Angulo, Cecilia Lucino y Sergio Liscia

Regulación del caudal en un acueducto

Si bien el diámetro de un acueducto se define en función del caudal máximo (afectado de un coeficiente de mayoración que podrá ser del orden de 1,20), la definición del equipo de bombeo debe tener en cuenta la necesidad de atender adecuadamente el crecimiento de la demanda a lo largo de la vida útil, llegando a su máxima capacidad al final de esta. En efecto, la demanda al inicio de la vida útil (es decir: al momento de puesta en marcha del acueducto) puede ser varias veces menor que la estimada a los 20 años, que es el período más usualmente considerado; acueductos de grandes dimensiones pueden admitir vidas útiles del orden de 30 años; menores, de alrededor de 10 años.

Esto lleva a plantear alternativas de disposición de bombas en paralelo, en serie, cambios

de rodetes, cambios de las bombas o combinación de estas opciones, a fin de incrementar la capacidad de bombeo en períodos del orden de 5 a 10 años (o los intervalos que se justifiquen como los más convenientes, también más asociados a los cambios de caudal que al tiempo en sí mismo). La Fig. 8.1 muestra una separación en 3 etapas de actualización de los caudales a proveer, tomando como criterio que se aumente el caudal en un orden similar y considerando el desfase en los períodos de cambios de etapas que eso implica.

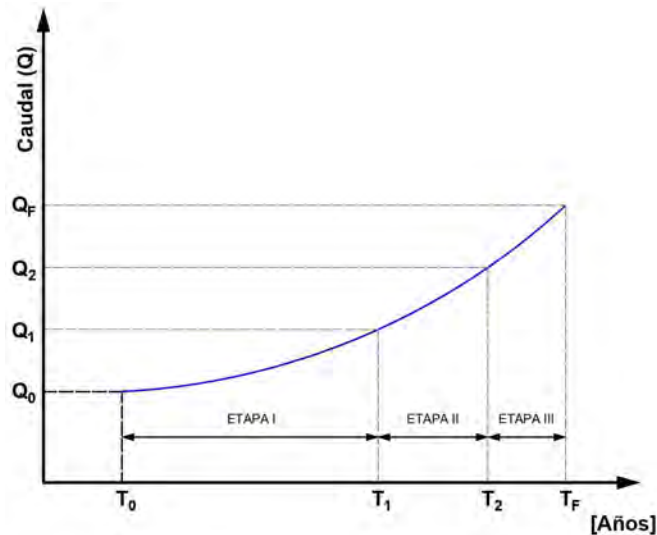


Figura 8.1: Caudal medio diario anual, modulado en 3 etapas, vs. tiempo

En este capítulo se analizarán, en primer lugar, las alternativas que se dispone para ajustar el caudal entregado para equiparar oferta y demanda, es decir, distintas maneras de regular el caudal que es bombeado, cuando la demanda variable en el tiempo. La base de tiempo que se considera para la curva de consumo es el año, de modo que el caudal de referencia es el medio anual aunque, desde el punto de vista del uso, el caudal sea una variable tanto a escala horaria como estacional. La variabilidad horaria estará absorbida por el tanque elevado de cada localidad, e inclusive el residencial. No obstante que, para los grande acueductos, el diseño principal está gobernado por el caudal medio anual, vemos en las curvas de demanda que también existen máximos temporales del día de mayor demanda y del día de menor demanda (Fig.8.2). Conocer esto es de utilidad, debido a que las variables de operación de un acueducto suelen tener una integración diaria que involucre caudales medios diarios y oscilaciones de las cisternas. En general, la experiencia indica que, antes de llegar al caudal máximo (al final de la vida útil), solo con el factor de utilización se llega a cubrir los máximos caudales medios estacionales. Su verificación, sin embargo, siempre es prudente.

Para explicar las distintas alternativas de regular el caudal, se puede utilizar el esquema que se muestra en la Fig. 8.3, en el que se representa un acueducto con la estación de bombeo y un sistema de regulación dado por una válvula reguladora de caudal. La demanda está indicada en coincidencia con los caudales, pero representada en función del tiempo, mientras que las curvas de la bomba y del sistema están en función de la energía por unidad de peso, H . Es decir, un único eje de caudales se relaciona con el tiempo (demanda) y con la energía específica (transporte). Al ubicar la curva del sistema en la cota de entrega, al final del acueducto, el desnivel

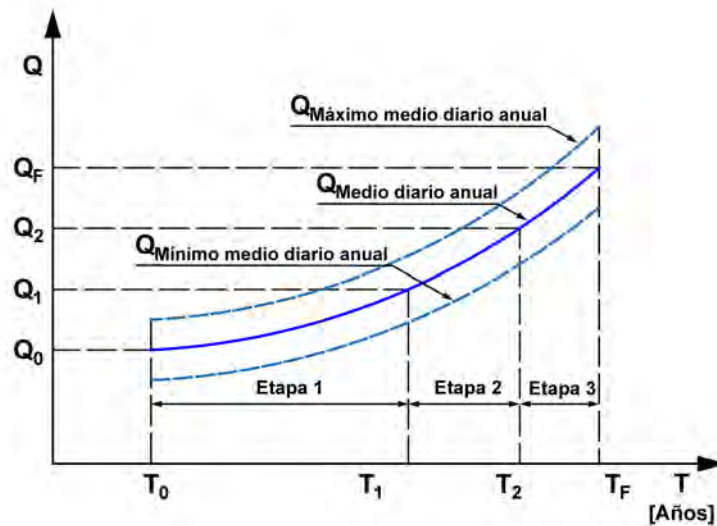


Figura 8.2: Caudal mínimo, medio y máximo diario anual, modulado en 3 etapas, vs. tiempo

topográfico queda indicado respecto de la cota de la cisterna de toma de las bombas.

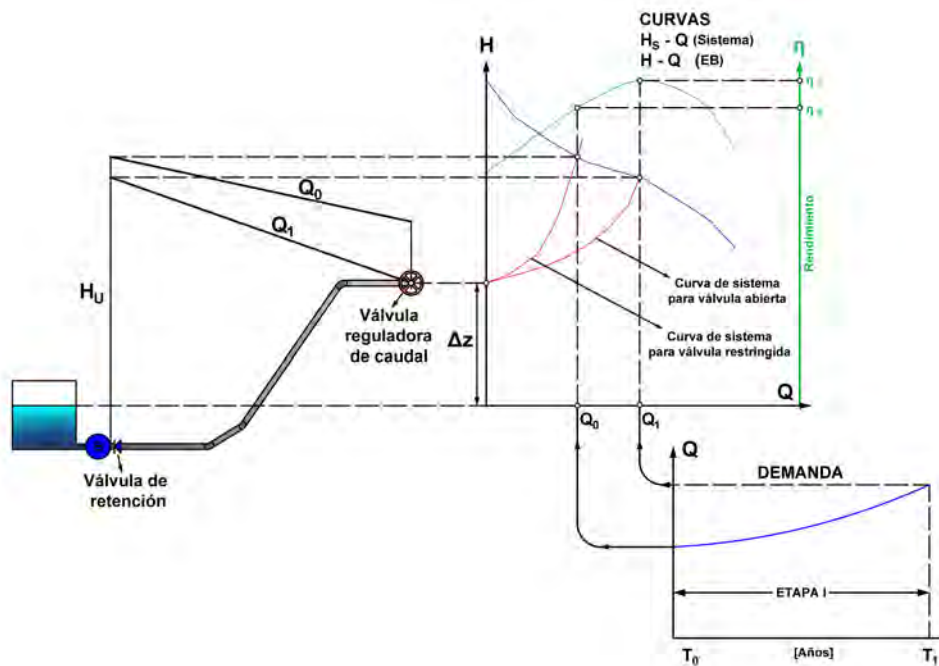


Figura 8.3: Relación entre la demanda y el sistema de bombeo y conducción

Primer caso: caudal regulado por una válvula al final del acueducto

En este caso, en todo momento el caudal bombeado es igual al caudal demandado. Este ajuste se logra operando (es decir: abriendo o cerrando) la válvula reguladora de caudal ubicada al final del acueducto. En la Fig. 8.4 se ha representado la curva característica de una estación de bombeo, que debe satisfacer el rango de caudales demandado de Q_0 a Q_1 , extremos mínimo y máximo, de la demanda planteada, suponiendo que pertenece a una etapa del sistema de abastecimiento. Para cada caudal, se representa la línea de energía total en la conducción. Puede verse cómo aumenta la pendiente con el aumento de caudal y cuánta energía se debe consumir

localmente en la válvula para encontrar el equilibrio entre la energía específica entregada por la bomba (H_u) y la consumida por el sistema (altura estática, Δz , más las pérdidas de carga).

La presión a la que estará sometido el acueducto variará de acuerdo a la forma que tenga la curva característica de la bomba: será mayor para los mínimos caudales operativos y máxima para el caudal nulo. Si la forma de la curva es como la que se ve en la Fig. 8.4 (Caso 1. a), lo cual es usual en bombas axiales y multietapas, puede verse que las presiones internas de la conducción serán mayores a medida que el caudal de operación disminuye y máximas cuando es nulo. El hecho de utilizar la regulación con la pérdida localizada en la válvula al final de la conducción impone a esta la máxima presión por la impulsión de la bomba, lo cual, en general, no es recomendable. En general, estos esquemas presentan desventajas, pues la regulación se hace a expensas de disipar la energía que previamente entregó la bomba. Las bombas que disminuyen la presión para caudal nulo reducen considerablemente este problema, como puede apreciarse en la Fig. 8.4 (Caso 1.b).

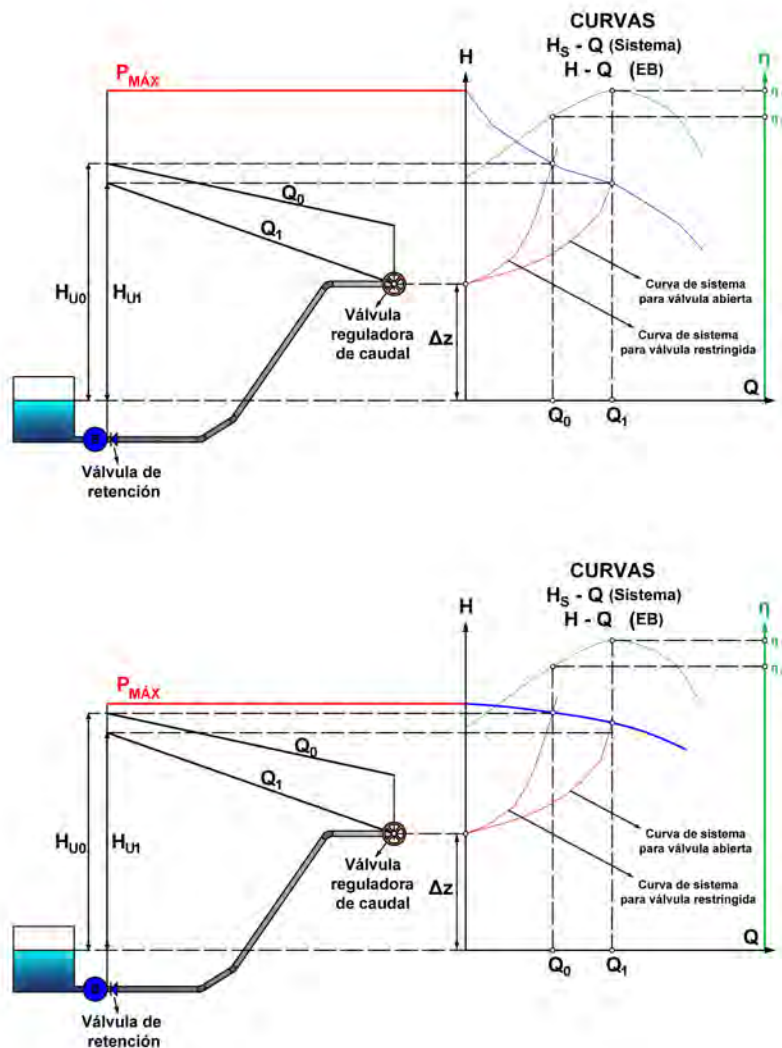


Figura 8.4: Caso 1: Caudal regulado por una válvula en el extremo de aguas abajo del acueducto: Caso 1a (arriba); Caso 1b (abajo)

Segundo caso: caudal regulado por una válvula al inicio del acueducto

Con el mismo principio de adaptación (caudal bombeado igual al caudal demandado) logrado por la disipación en la válvula, si esta es colocada inmediatamente aguas abajo de la(s) bomba(s), se logra una disminución en las presiones máximas alcanzadas en la conducción, ya que la pérdida de energía en la válvula se produce antes de que el flujo la atraviese (Fig. 8.5). Todo ello no previene, sin embargo, que la energía entregada por la bomba no sea disipada, además de que las máximas solicitaciones se dan para caudal nulo, pero los efectos de la mayor presión impacta solo al tramo de la conducción aguas arriba de la válvula y deberá ser considerado para las válvulas ubicadas aguas arriba de la de regulación, usualmente la válvula de retención.

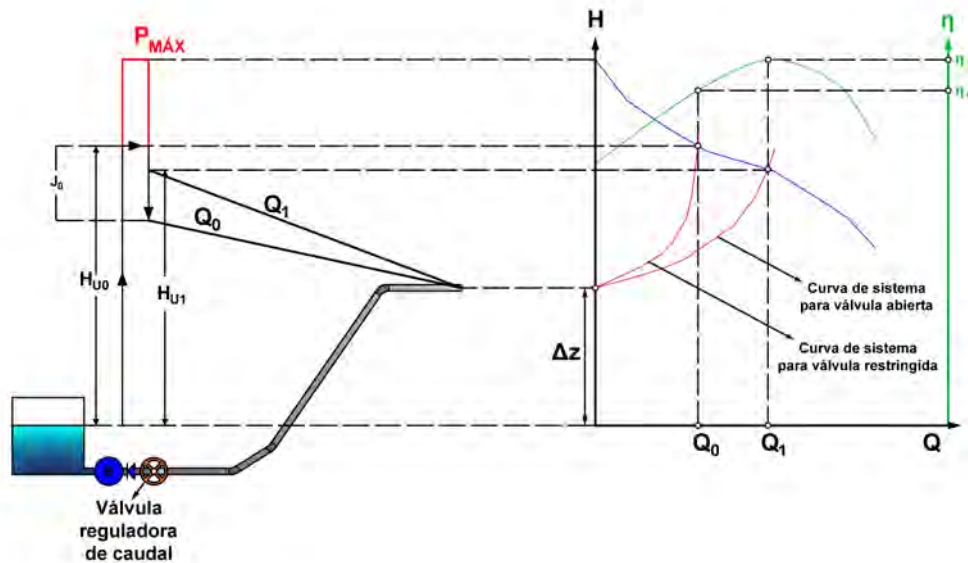


Figura 8.5: Caso 2: Caudal regulado por una válvula en el extremo de aguas arriba del acueducto

Tercer caso: caudal regulado por variación de la velocidad de giro de la bomba

En este caso, el caudal bombeado logra igualarse al demandado por la adaptación de la curva $H - Q$ de la(s) bomba(s), sin necesidad de disipar energía en la válvula. Este recurso resulta más conveniente, pues permite un ajuste exacto al punto de la demanda, lo cual redundaría en una optimización de las cisternas y de las clases de las conducciones, y no se disipa energía, al menos de manera tangible. Para utilizar este recurso, por un lado, debe conocerse cuánto puede variarse el número de vueltas (dato del proveedor del equipo motobomba) y debe tenerse en cuenta, también, que grandes variaciones de la velocidad conllevan condiciones de operación de menor rendimiento, que es otra forma de disipación de energía. El impacto sobre el rendimiento, en cualquier caso, es menor en esta opción que con la utilización de válvulas, como se explicara en los casos anteriores.

En la Fig. 8.6 se representan los puntos de funcionamiento resultantes de cada curva $H - Q$ de la bomba, obtenida por similitud para números de vueltas menores. También se indican los

puntos de operación y la línea que une los puntos de mayor rendimiento de cada curva $H - Q$. Así, puede verse que los puntos de funcionamiento no coinciden con los de máximo rendimiento de cada curva y que se alejan cada vez más de este a medida que el número de vueltas se aparta del nominal o de diseño, tanto para valores mayores como menores a él. Estos sistemas son cada vez más usuales y competitivos.

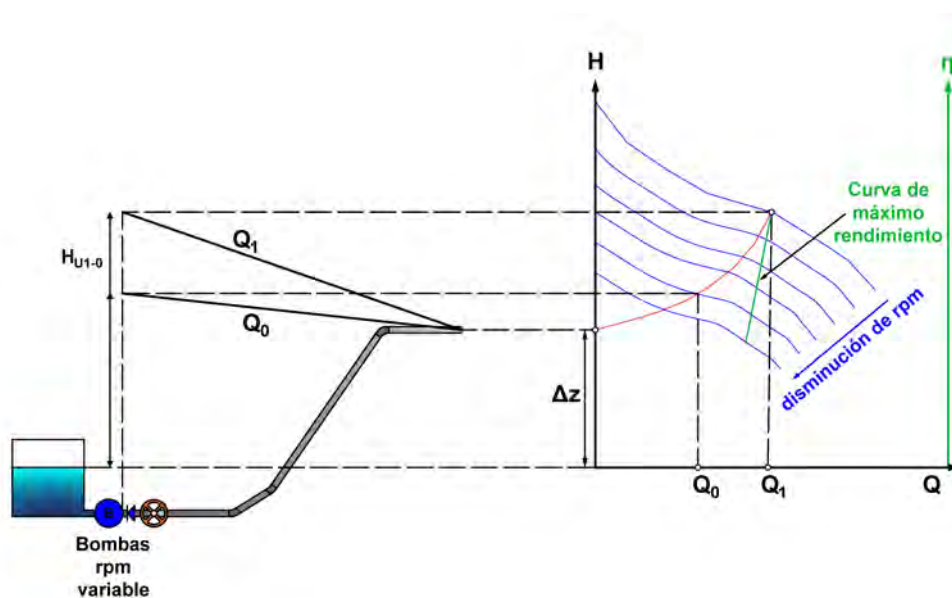


Figura 8.6: Caso 3: Caudal regulado por la variación de la velocidad de giro de la bomba

Cuarto caso: colocación de una cisterna reguladora del caudal

En este caso, se incorpora una cisterna en el extremo de aguas abajo del acueducto, que permite la regulación de los caudales bombeados y demandados gracias a la presencia de un volumen operativo o de regulación. Es decir, ya no es necesario que el caudal bombeado coincida con el demandado en tanto el volumen entregado sea el mismo que el demandado en un cierto lapso. Así, puede activarse el bombeo para llenar la cisterna, cada vez que el nivel de agua en ella llegue a un mínimo operativo definido, y detenerse cuando llegue a su nivel máximo. Aguas abajo de la cisterna, se define un caudal medio constante entregado (Q_d).

Este modo de operación es de bombeo intermitente. Tiene la ventaja de que el caudal de operación de las bombas es poco variable, por lo cual se puede seleccionar con precisión, atendiendo a las condiciones de máximo rendimiento de aquellas. La Fig. 8.7 esquematiza este concepto.

También pueden considerarse opciones que combinen o sumen efectos. Normalmente se utilizan cisternas que, en acueductos de gran longitud, se erigen localidades que toman parte del caudal, de manera que la cisterna resulta necesaria para establecer las derivaciones y colocar válvulas controladoras del caudal para ajustar el caudal a la demanda local. Además permite disponer de volúmenes de reserva que siempre es un bien preciado.

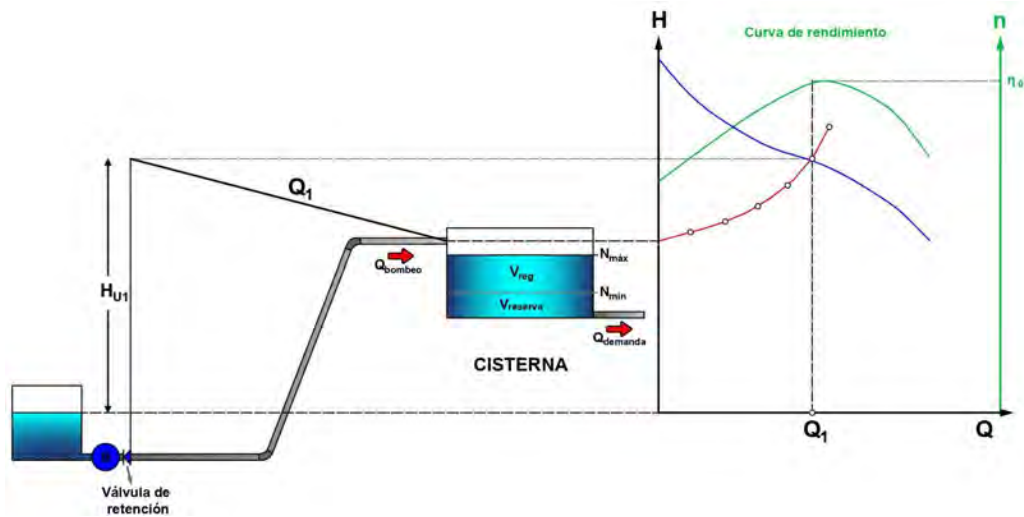


Figura 8.7: Caso 4: Caudal regulado por la interposición de una cisterna

VARIABLES DE DISEÑO DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO

La colocación de una cisterna permite cumplir con la función de disponer de un volumen operativo para que las bombas puedan funcionar con un caudal aproximadamente constante durante determinados intervalos de tiempo. Además, permite incorporar un volumen adicional de reserva para eventuales paradas por mantenimiento o reparaciones del sistema. La reserva se ubica por debajo del nivel mínimo operativo y su volumen está ligado al tiempo de maniobras necesarias (habitualmente del orden de una jornada laboral diaria de 8 hs).

Con esta variante de regulación del caudal aparece una variable adicional: el número de arranques que se permite a la bomba (o bombas) por hora (o por día, según el tamaño de la instalación). Esta variable está ligada al número de bombas que se colocan en la estación de bombeo y al volumen operativo del que se dispone en la cisterna. Por lo tanto, el dimensionado del área de la cisterna y del desnivel operativo estarán relacionados con la cantidad de arranques admisible.

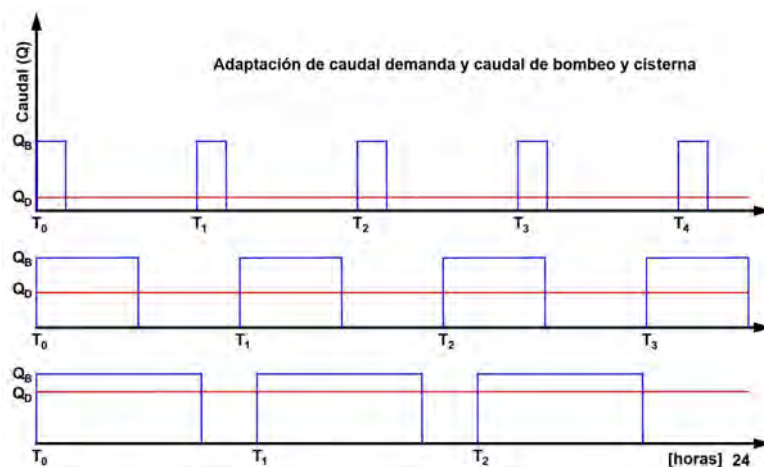


Figura 8.8: Arranques y paradas de las bombas para caudales de demanda crecientes

La frecuencia de arranques depende de la relación entre el caudal bombeado y el que se demanda, de manera que el tiempo de operación de la bomba es quien está regulando el sistema.

Los ciclos de encendido y apagado de los equipos electrobombas están determinados por la necesidad de proteger al motor por calentamiento de los componentes eléctricos. La reducción de la temperatura se logra al cabo de un dado tiempo luego del apagado, tras lo cual el equipo está en condiciones de ser encendido nuevamente. Debe tenerse en cuenta, con todo, que el arranque repetido reduce la vida útil del motor, pues las aislaciones térmicas se van deteriorando; en condiciones extremas, los equipos pueden quemarse.

En la Fig. 8.8 se ven tres casos de secuencia de arranque y parada para diferentes consumos, el Q_d aumenta y, con él, las horas de operación de las bombas, de tal manera de equilibrar oferta y demanda. La bomba siempre funciona con el mismo caudal y la demanda es creciente desde el gráfico superior al inferior. Cuando la demanda es del orden de la mitad del caudal de bombeo, se produce el mayor número de arranques y paradas de los equipos de bombeo.

Características de los sistemas de bombas en paralelo

Cuando el acueducto tiene que abastecer una demanda variable y creciente con los años, aparece la necesidad de proyectar el buen funcionamiento de las bombas en todo el período de vida útil considerado. Esto implica contemplar, año a año, los caudales máximos y mínimos anuales con los que van a operar las bombas y cómo se dimensionan los equipos e infraestructura hidroelectromecánica para cubrir la demanda a lo largo de la vida útil.

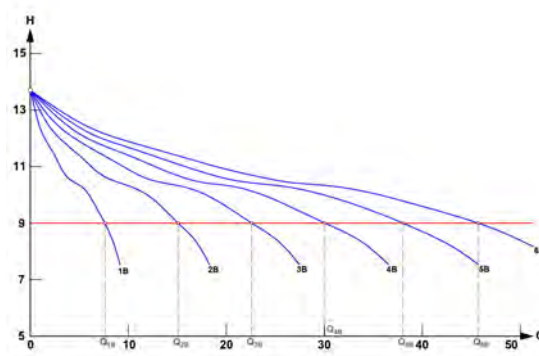


Figura 8.9: Conexión de bombas en paralelo donde no existe una conducción en común en la impulsión

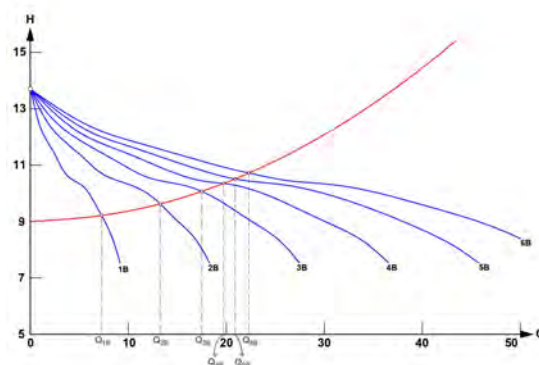


Figura 8.10: Conexión de bombas en paralelo donde hay una conducción en común en la impulsión

Para describir el problema, en primer lugar supondremos una situación extrema: que la es-

tación de bombeo tiene las bombas impulsando a una tubería de longitud nula, tal cual el caso de las estaciones de bombeo para desagües pluviales. En este caso, la curva del sistema es prácticamente una recta, porque las pérdidas de energía no aumentan con el caudal (Fig. 8.9), la incorporación de bombas en paralelo al sistema, permite incorporar incrementos de caudal iguales a medida que se incorporan.

Para el caso de los acueductos, la longitud de la conducción trae aparejada la aparición de pérdidas friccionales que se manifiestan en la forma parabólica de la curva $H-Q$ del sistema. Las pérdidas de carga propias del sistema ocasionan que la capacidad de bombeo incremental se reduzca con el encendido de cada bomba adicional (Fig 8.10). En el extremo, la incorporación de bombas adicionales (con el consiguiente aumento de los costos de la instalación), a partir de una cierta cantidad, deja de tener significancia en términos del caudal. La Fig. 8.11, correspondiente a un proyecto particular, muestra el porcentaje de caudal que incorpora la bomba adicional en relación con la cantidad de bombas del sistema en paralelo. Esta restricción es determinante del límite de la cantidad de bombas en paralelo: una medida habitual consiste en que la última bomba incorpore más del 20% de su capacidad, pero su definición depende de las situaciones particulares de cada proyecto.

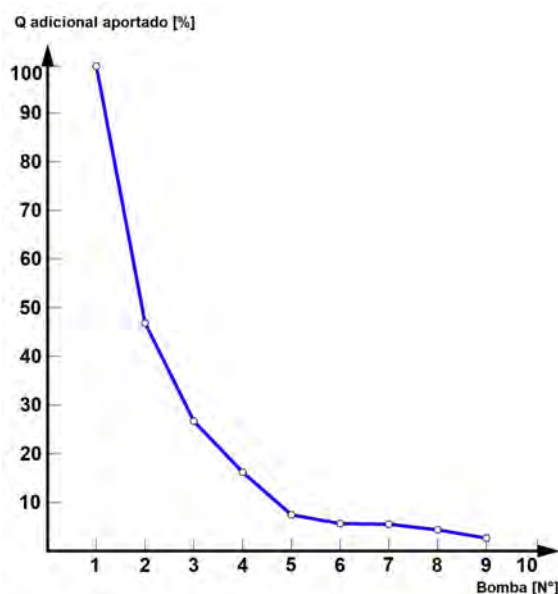


Figura 8.11: Un ejemplo del caudal adicional que incorpora cada nueva bomba en paralelo respecto del caudal aportado por una sola bomba

Características de los sistemas de bombas y/o rodetes en serie

Cuando la curva del sistema tiene un crecimiento pronunciado (gran longitud y/o menor diámetro y/o un mayor caudal de bombeo u otros fluidos más viscosos), el sistema en paralelo se vuelve cada vez más ineficiente, y cabe considerar la colocación de las bombas en serie en lugar de en paralelo. En la Fig. 8.12 evidencia cuán conveniente es la disposición en serie comparada con la disposición en paralelo para un caso de importante pendiente de pérdidas de carga.

La Fig. 8.13 muestra, comparativamente, el aporte porcentual de caudal de una bomba adicio-

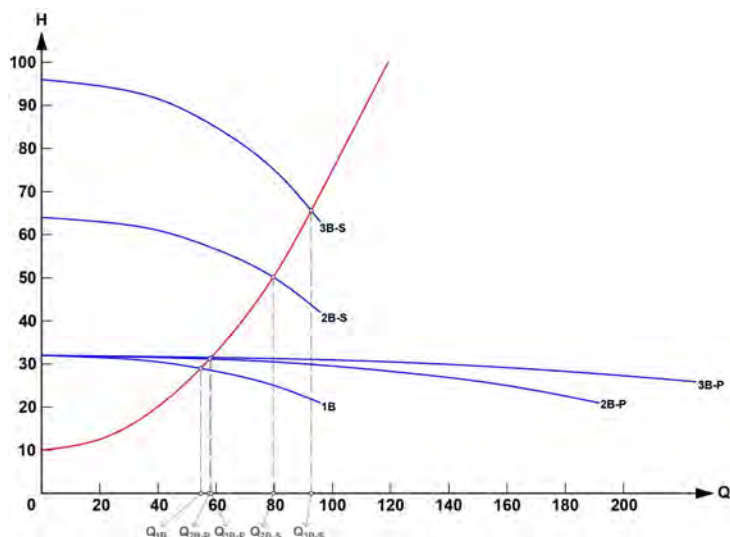


Figura 8.12: Alternativa de disposición en serie comparada con disposición en paralelo de una bomba de iguales características. Se observa que el caudal total bombeado para igual cantidad de bombas es mayor conectando las bombas en serie

nal dispuesta en paralelo frente a la disposición en serie. También se muestra que los sistemas deben trabajar con presiones considerablemente mayores (es uno de los motivos de que estas soluciones se apliquen al bombeo de líquidos con alto valor económico, donde las conducciones son, de por sí, robustas, y no tanto al transporte de agua).

Cambio de rodete

Para llegar a satisfacer la demanda al final de la vida útil del acueducto, Q_{dmax} , la capacidad máxima de la estación de bombeo, Q_{bmax} , debe igualarla o superarla. Analizaremos el caso de instalar dicha capacidad de bombeo con 5 bombas en paralelo (Fig. 8.14). Obsérvese que, para una demanda intermedia, Q_{dE1} , dos bombas con caudal máximo son suficientes y, para caudales de demanda bajos, al inicio de la operación del acueducto, Q_{dmin} , la curva característica de la bomba no interseca la curva del sistema. Esto significa que, si ese caudal circulara por la bomba, superaría el máximo garantizado por el fabricante para ese diseño.

Para encontrar el punto de funcionamiento, deberíamos extrapolar la curva de la bomba hasta que corte la curva del sistema, lo cual se da para valores muy altos de $ANPA_r$ de la bomba, que pueden llegar a valores del orden del doble o triple del valor requerido para el caudal de diseño, lo cual no es recomendable. Por ejemplo, si para el punto de funcionamiento, Q_{bmax} , que se entrega con cinco bombas en paralelo, resulta en un $ANPA_r$ de 10 m; y para satisfacer el Q_{dmin} , operando con una sola bomba, resulta en un $ANPA_r$ de 18 m, la diferencia de costo debido al aumento de la sumergencia de la estación de bombeo puede ser de una magnitud que resulte prohibitiva desde el punto de vista económico.

Por otra parte, el bombeo de caudales muy altos solo es posible a costa de una caída del rendimiento del entre 10 y 30 puntos porcentuales respecto del caudal de diseño. Esto implica una operación de mayor costo, por consumo de energía adicional. Por lo tanto, deberá considerarse otra alternativa. La opción en cuestión es emplear bombas adaptables a una serie de rodetes

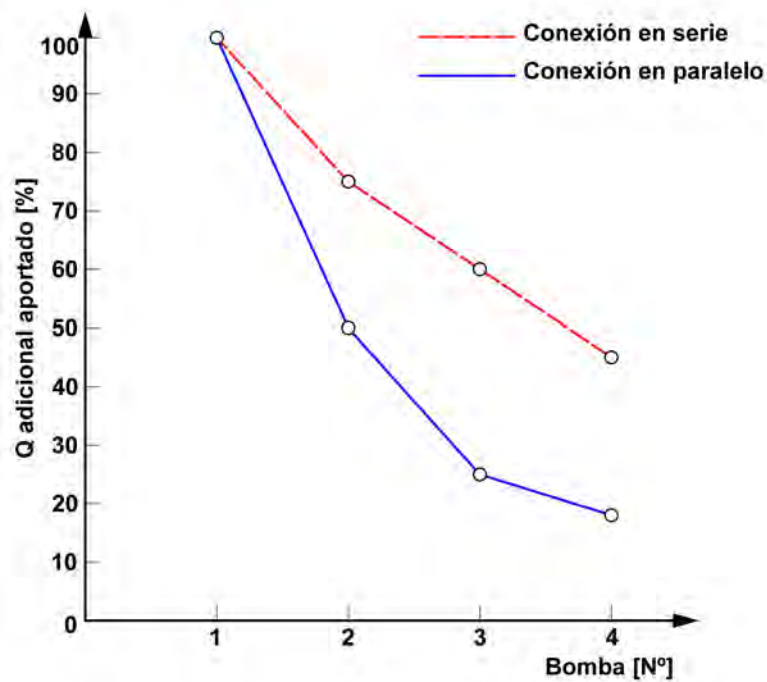


Figura 8.13: Caudal adicional que incorpora cada nueva bomba, tanto para una disposición en paralelo (azul) como para una conexión en serie (rojo)

de diámetros distintos, D_n , D_1 , D_2 y D_3 (Fig. 8.15), que pueden ser utilizados sin necesidad de cambiar la carcasa ni el motor. Ello permite instalar un rodete de diámetro menor (rodete recortado), que tendrá menor capacidad de bombeo al inicio de la operación del acueducto, para luego ser reemplazado por otro de mayor diámetro cuando los caudales demandados así lo exijan. De modo que el cambio de rodete permitiría funcionar correctamente en los caudales iniciales del acueducto sin necesidad de mayor resguardo para la cavitación y sin necesidad de reemplazar el equipo completo.

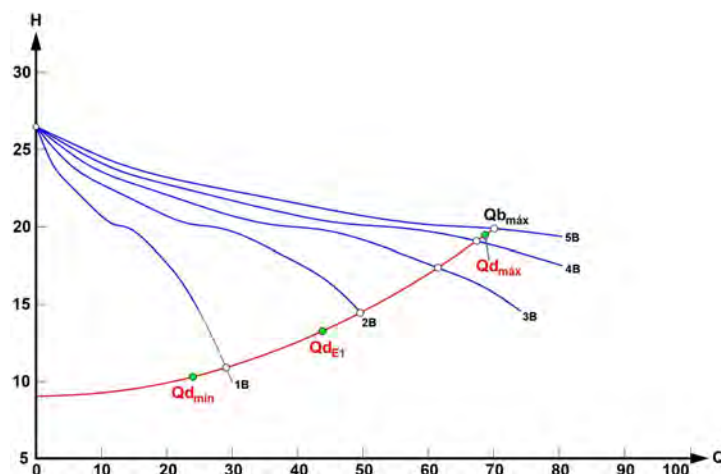


Figura 8.14: El equipamiento seleccionado está sobredimensionado para poder operar con caudales bajos al inicio de la puesta en marcha del acueducto

Un ejemplo de esto se ve en la Fig. 8.15, donde inicialmente se instalan rodetes recortados (menor diámetro, D_1) que permite llegar hasta un cierto caudal, que supera levemente el Q_{dmin}

correspondiente con el inicio operación del acueducto. Para superar este caudal de demanda, deberá reemplazarse el rodete en todas las bombas por uno de mayor diámetro, por ejemplo D_2 , y así sucesivamente, hasta el diámetro nominal o de diseño que entrega el caudal máximo con las bombas dispuestas en paralelo.

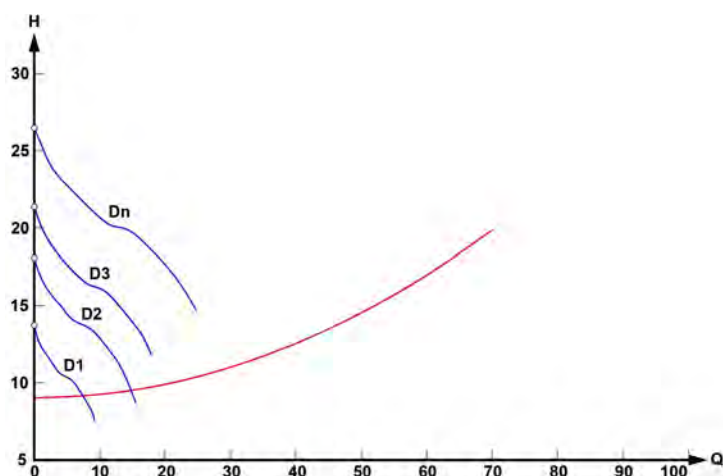


Figura 8.15: Bomba con cuatro rodetes, con igual motor y carcasa. El mayor corresponde con el diámetro nominal y los menores son diámetros recortados

Otra opción para abastecer este rango de caudales es cubrir el Q_{dmin} con dos de las cinco bombas en paralelo instalando un diámetro intermedio, D_2 . Esta configuración presenta una ventaja sobre la anterior: cubrir caudales de demanda intermedios entre el mínimo y el máximo pudiendo adaptarse al crecimiento del acueducto; permite, inclusive, cubrir el caudal de demanda para la etapa 1. Sobre la Fig. 8.17 se indican todos los caudales intermedios que pueden cubrirse usando en una primera etapa D_2 y luego D_n .

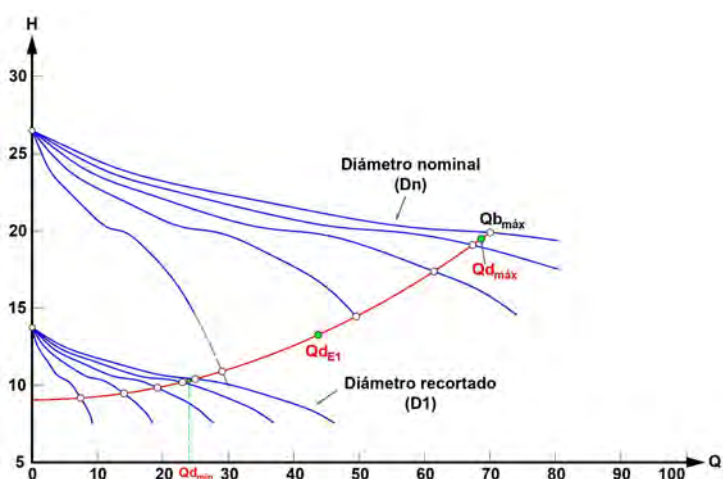


Figura 8.16: El equipamiento se realiza en dos etapas, en la primera se cubre la demanda inicial con rodetes de diámetro D_1 y para la demanda final se cubre cambiando por D_n . Observar que con la alternativa D_1 no se pueden cubrir caudales mayores a Q_{dmin}

La Fig. 8.18 muestra la alternativa de utilizar un diámetro mayor D_3 , algo menor que el nominal. Se observa que el caudal de demanda mínimo puede cubrirse con dos bombas en paralelo de diámetro D_3 funcionando a Q_{max} . Luego, para cubrir la demanda de la primera etapa, esta instalación ha de requerir tres bombas en paralelo y, para alcanzar la demanda máxima, deberán

instalarse dos bombas más y cambiar todos los rodetes a D_n . La alternativa, usando D_2 , tiene una mejor distribución de caudales intermedios para cubrir la primera etapa, la cual la distingue de la anterior. A favor de aquella, sin embargo, pesa que requiere de la instalación de solo tres bombas para alcanzar la primera etapa. La elección entre ambas estará condicionada por la metodología que se utilice para regular el caudal de bombeo.

Aumento de diámetro y de cantidad de etapas

A la posibilidad de funcionar para diferentes caudales con distintos diámetros de rodetes (rodetes recortados) se le agrega una variable: el número de etapas, cuando pueden disponerse rodetes en serie. Este tipo de configuración es común en bombas de tipo vertical sumergibles o multietapa de cámara seca. En general, conviene, en el primer incremento de caudales de bombeo, agregar una etapa, y luego, en los siguientes cambios, aumentar de diámetro de rodete. No existe una combinación ideal *a priori*, de manera que solo un análisis exhaustivo habrá de conducir a la mejor solución.

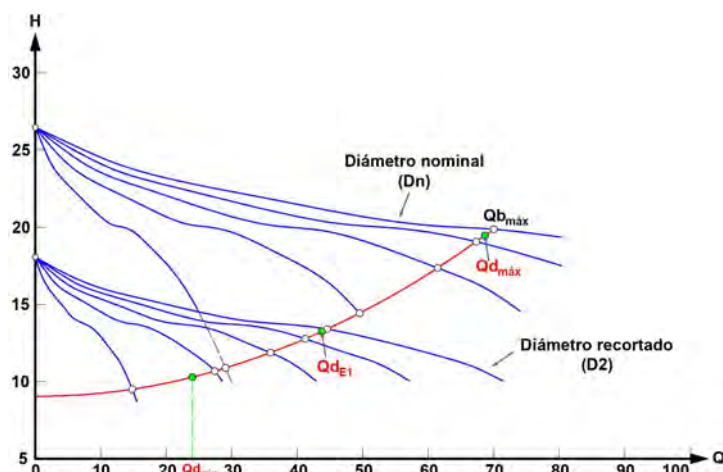


Figura 8.17: El equipamiento utiliza diámetros de rodete D_2 y D_n . En este caso, pueden cubrirse caudales mayores a $Q_{d_{min}}$ para la primera etapa, inclusive el caudal intermedio $Q_{d_{E1}}$

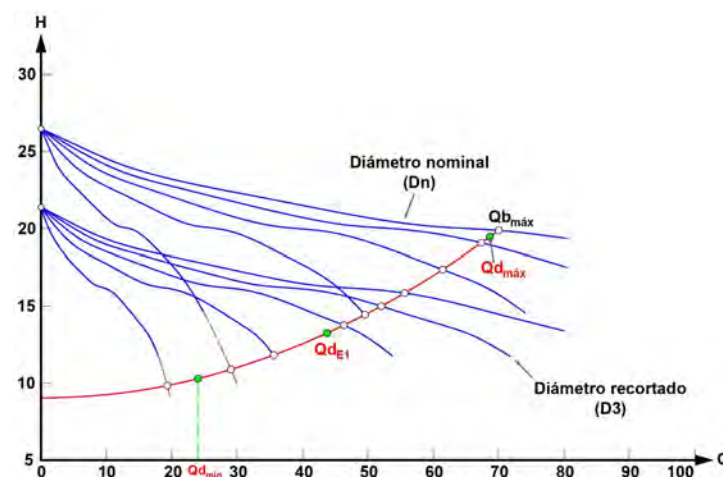


Figura 8.18: El equipamiento utiliza diámetros de rodete D_3 y D_n . En este caso, se cubre $Q_{d_{min}}$ con dos bombas y $Q_{d_{E1}}$ con solo tres bombas de diámetro D_3

Si bien el caudal es la variable más importante para la selección del tipo de equipamiento a utilizar, en muchas situaciones, las características de las cisternas o los problemas de operación asociados a fenómenos transitorios pueden ser relevantes y dignos de análisis. Si la regulación del caudal de bombeo se realiza mediante una cisterna en el extremo de llegada, su tamaño estará condicionado por la capacidad de la bomba seleccionada, por la cantidad de bombas instaladas y por su tipología. En efecto, la tipología de la bomba tiene un peso fundamental en el proyecto civil de la estación de bombeo.

Disposiciones típicas de bombas en estaciones de bombeo

Cada proyecto de estación de bombeo es único en cuanto a la disposición de los componentes hidromecánicos. Existen, sin embargo, criterios unificadores: exigencias propias de pliegos de licitación o recomendaciones de las guías de referencia. Los proyectistas suelen plantear alternativas de disposición (*o layouts*) que son sometidas a discusión y evaluación técnica y económica. Se mostrarán algunos ejemplos a fin de identificar el conjunto de componentes que se tienen en cuenta y su rol dentro de la operación del sistema.

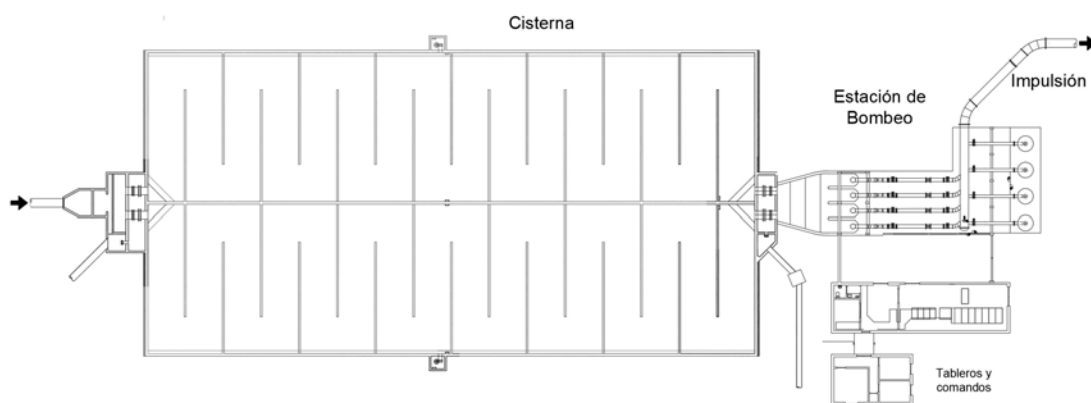


Figura 8.19: Bombas instaladas en paralelo tomando de una cisterna

En el caso de la disposición en paralelo, se muestra el esquema de instalación para el caso de bombeo desde una cisterna (Figs. 8.19 y 8.20). La cisterna se diseña con tabiques internos que guían el recorrido del agua para evitar áreas de estancamiento. Por otra parte, se divide en dos partes para poder acceder a la limpieza y mantenimiento sin interrumpir el suministro.

Este caso involucra bombas sumergibles multietapas, de modo que se diseña una cámara de aducción con las dársenas que alojan las bombas (Fig. 8.18). La impulsión de cada bomba se conecta al múltiple de impulsión, *manifold*, que es el tramo que las vincula y se conecta a la tubería de impulsión del acueducto. En este diseño, se han colocado pulmones, o tanques hidroneumáticos, dispositivos de protección para golpe de ariete, que previenen los daños que pueden ocasionarse en el acueducto por una parada imprevista de las bombas (por ejemplo, un corte de energía). En los tramos de impulsión de cada bomba, en este caso, se han colocado caudalímetros, además de las válvulas seccionadoras o de corte, para aislar los tramos de conducción.

En la Fig. 8.21 se ve un esquema de instalación en línea de bombas en serie, *booster*. Se

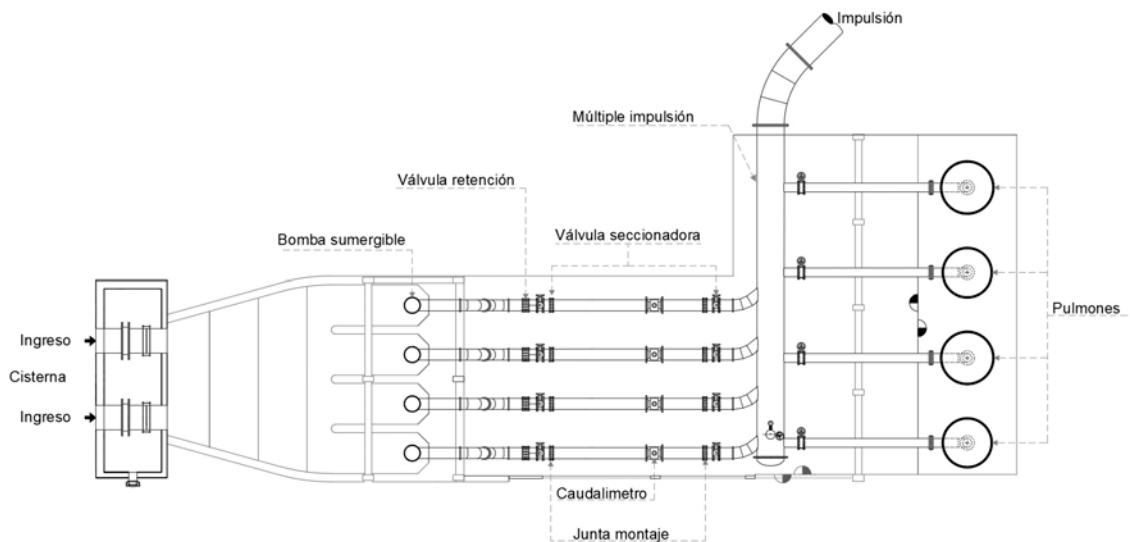


Figura 8.20: Estación de bombeo con bombas en paralelo

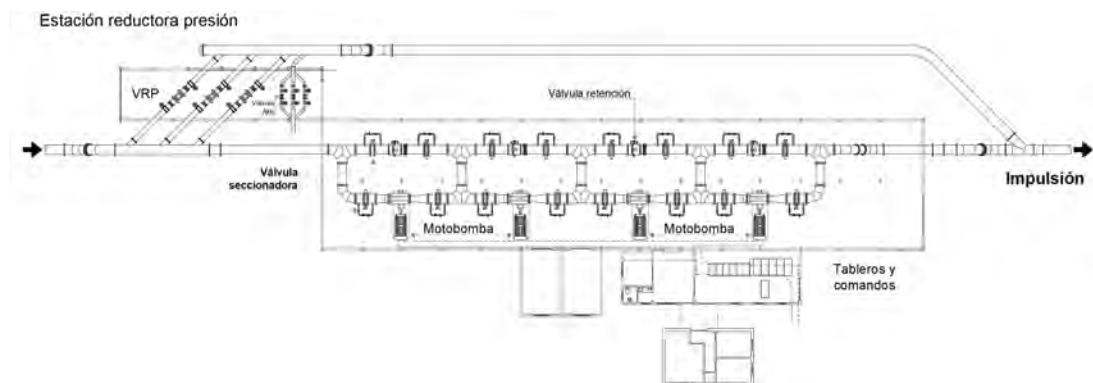


Figura 8.21: Estación de bombeo en línea con bombas en serie

denominan así a las estaciones de bombeo que se intercalan en los acueductos para producir un aumento en la presión sin colocar una cisterna intermedia. La estación de bombeo se diseña como un módulo en *by-pass* de la conducción principal. A su vez, cada bomba es instalada en una derivación lateral, entre válvulas de corte. Sobre la tubería recta se coloca una válvula de retención por cada bomba. El arranque de una bomba hace que se cierre automáticamente la válvula de retención correspondiente, ya que al encender la presión de aguas debajo de la válvula está conectada a la impulsión de la bomba y será mayor que la presión aguas arriba de la válvula, que está conectada con la aspiración de esta, obligando al caudal a pasar sólo a través de la bomba. En sentido inverso, al apagarse una bomba la válvula se abrirá y evitando que todo el caudal pasa por dentro de la bomba detenida. También opera en línea y se va incorporando el caudal de cada bomba en la medida que el crecimiento de la demanda lo requiera. Debe tenerse en cuenta que la predicción del funcionamiento de un sistema en serie o paralelo instalado en línea es una tarea compleja, debido a que, al no contar con cisterna que imponga la presión en el tramo de succión, la presión será variable de acuerdo con el caudal y a la cantidad de bombas que estén operando. Esto requerirá del cálculo de escenarios en todas las condiciones de operación posibles, para verificar el caudal que es entregado y prevenir que se alcancen presiones próximas a la cavitación. En el caso de elegir bombas en cámara seca -tanto la bomba como el motor están

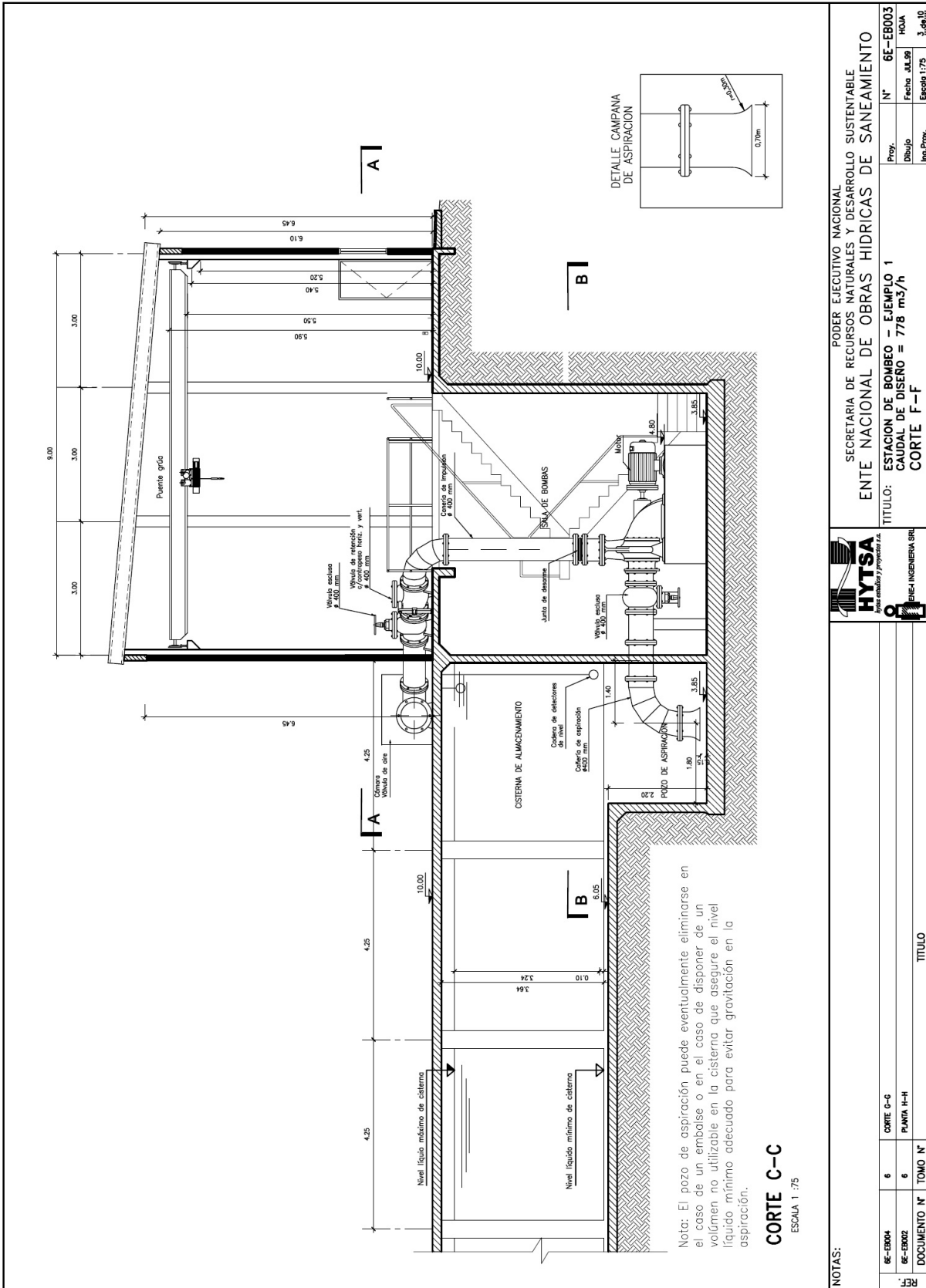
fuera del agua-, la bomba se ubica en un pozo con una cota de fondo menor que la cisterna desde donde aspira, de forma tal que la campana de aspiración tenga la sumergencia adecuada para evitar el ingreso de aire aun para el nivel mínimo de la cisterna.



Figura 8.22: Estación de bombeo en línea con bombas en paralelo

En la Fig. 8.23 se muestra un esquema de instalación propuesto en la guía de diseño del ENOHSA (Ente Nacional de Obras Hídricas de Saneamiento). Obsérvese que la tubería de aspiración no tiene una válvula de retención, dado que la bomba se encuentra por debajo del nivel mínimo de la cisterna. De esta manera, si la bomba estuvo detenida y debe volver a bombear, la succión se encontrará llena de agua. La bomba se encuentra asimismo entre válvulas esclusas que permiten aislarla para reparaciones y mantenimiento. Sobre la impulsión, se instala una válvula de retención (en la planta superior) que evita el vaciado de la tubería en cada parada de bombeo.

La guía del ENOHSA también propone un esquema de instalación con bombas sumergibles con motor en seco, como se muestra en la Fig. 8.24. En este caso la estación de bombeo se conecta con una dársena de tres bombas en paralelo, tomando de forma lateral desde un canal. Aquí, la bomba tiene instalada en la impulsión una válvula de retención y luego una válvula esclusa, que permite seccionar, cuando sea requerido, el tramo entre el *manifold* y cada una de las bombas (Fig. 8.25).



| | | | |
|--------------|---------|---|-----------------------|
| NOTAS: | | PODER EJECUTIVO NACIONAL | |
| | | SECRETARIA DE RECURSOS NATURALES Y DESARROLLO SUSTENTABLE | |
| | | ENTE NACIONAL DE OBRAS HIDRICAS DE SANEAMIENTO | |
| 6E-EB04 | 6 | CORTE C-C | 6E-EB003 |
| 6E-EB02 | 6 | PLANTA H-H | HOJA |
| DOCUMENTO N° | TOMO N° | TITULO | Proy. N° |
| | | | Dibujo Fecha JUL 99 |
| | | | Ing.Proy. Escala 1:75 |
| | | | 3. de 10 |

Figura 8.23: Instalación de bombas de cámara seca (ENOHSA)

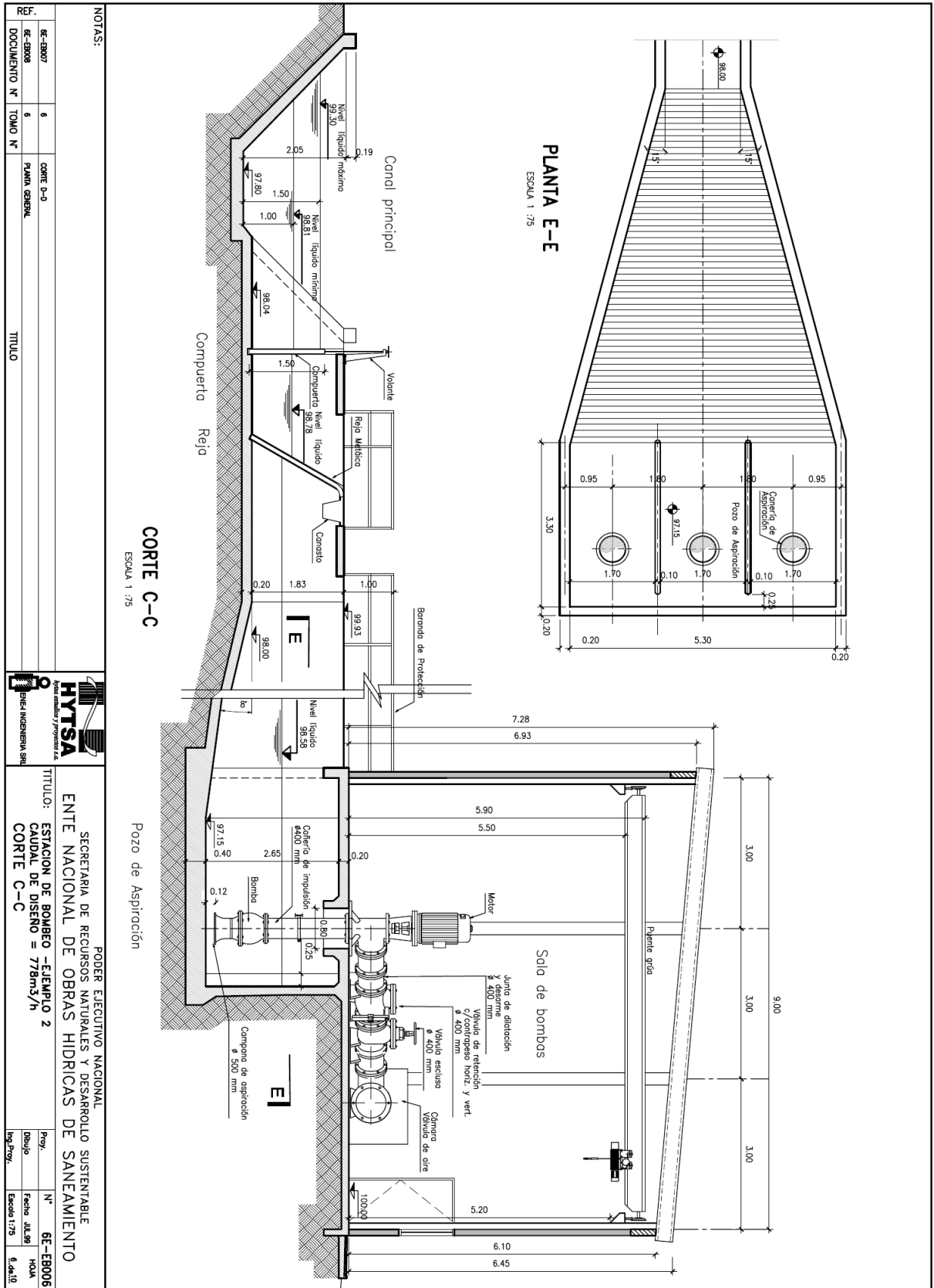


Figura 8.24: Instalación de bombas sumergibles con motor en seco (ENOHSA)

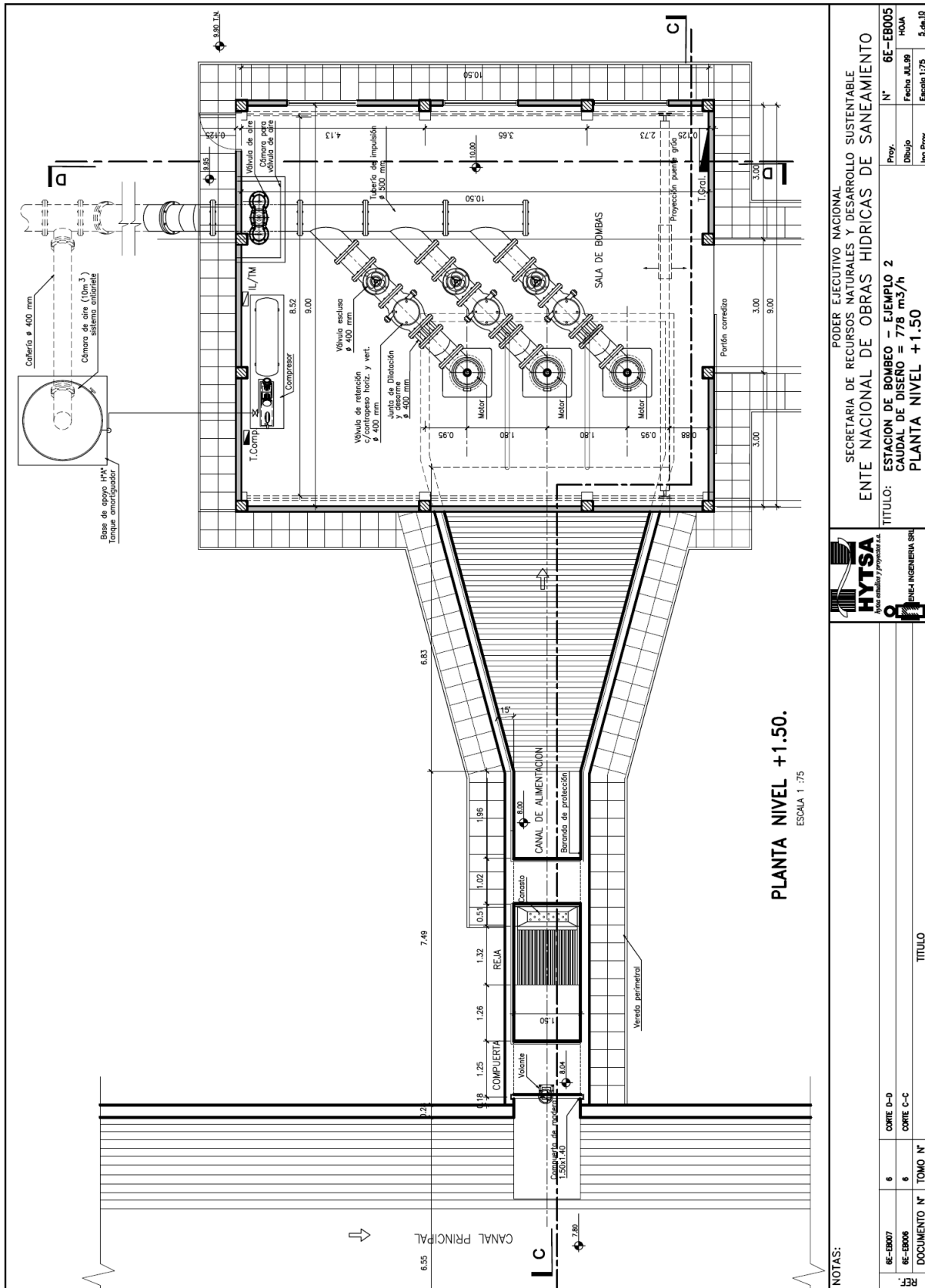


Figura 8.25: Planta del nivel superior (+1.5). Instalación de bombas sumergibles con motor en seco (ENOHSA). Se observa la disposición de las válvulas esclava y de retención, junto con las juntas de dilatación de la tubería

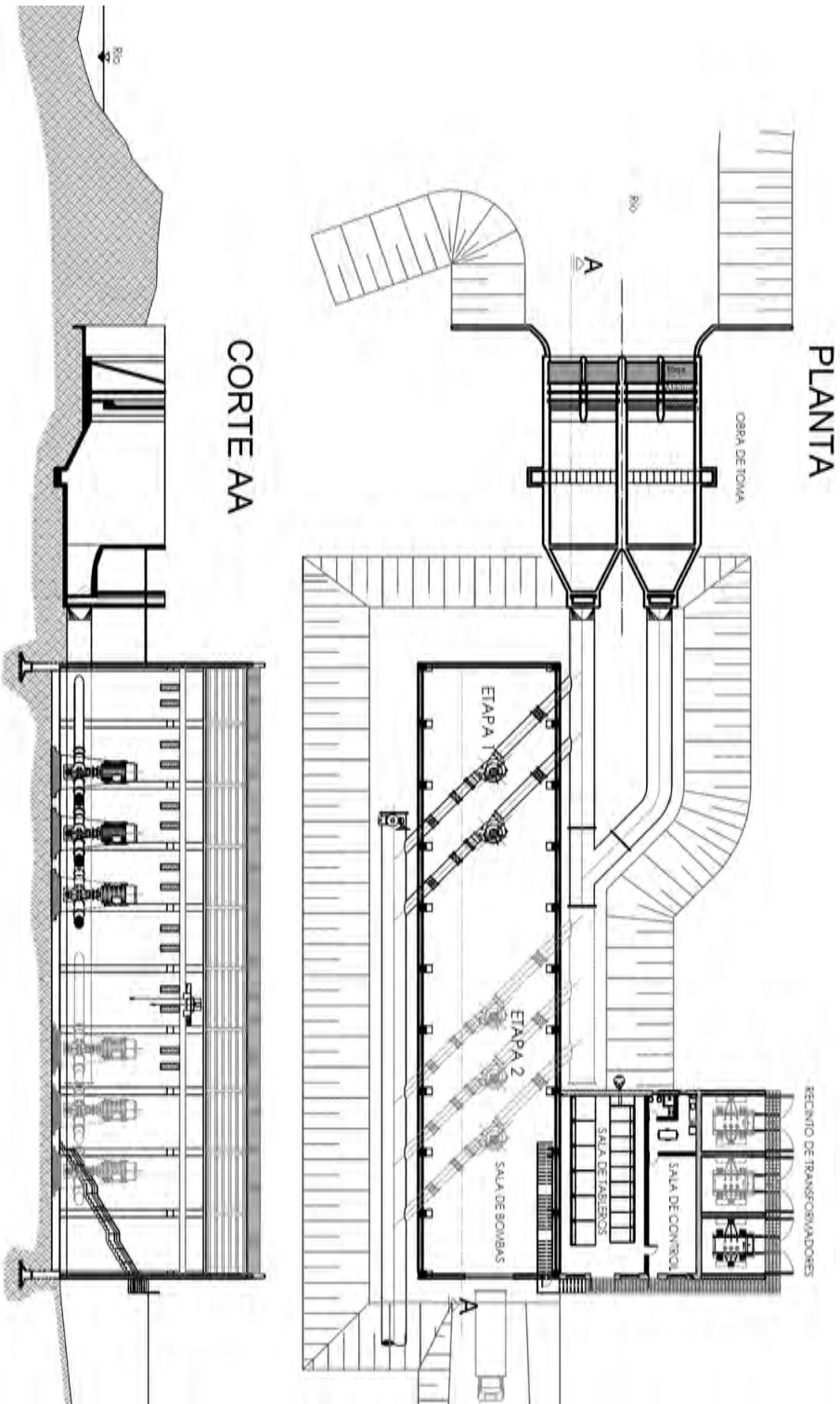


Figura 8.26: Estación de bombeo con bombas de doble succión y motor vertical, tomando desde un río. Puede observarse la futura ampliación de la EB para llegar al caudal de demanda máximo

En la Fig. 8.26 se muestra otro esquema de una estación de bombeo que toma de un río y dispone de un grupo de bombas de doble succión en paralelo en dos dársenas que alimentan sendas tuberías de aspiración. El crecimiento de la estación de bombeo está planteado de forma tal que en la primera etapa solo se instalan tres bombas y en una segunda etapa se instala otras tres para llegar a la máxima capacidad de bombeo.

Tipos de válvulas reguladoras del caudal

La regulación depende de las características de la bomba y de la válvula. La actuación de la válvula hace que se modifique la curva característica del sistema, tal que se desplaza hacia zonas de operación de bajo rendimiento de la bomba. Un aspecto para tener en cuenta al regular el caudal con estas válvulas es la forma de la curva de la bomba. Las bombas multietapas, de número específico bajo y simple succión, tienen un sector de la curva $H - Q$ con muy poca pendiente. Usualmente, cuando se las coloca en paralelo, este sector de baja pendiente se torna casi horizontal, de manera que una pequeña variación de la pérdida de carga que introduce la válvula al cerrar provoca una gran variación del caudal (Fig. 8.27, abajo).

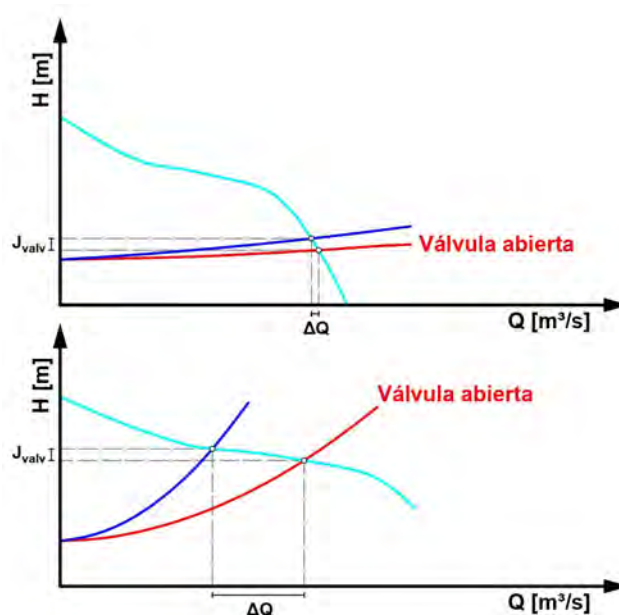


Figura 8.27: Regulación del caudal por medio de dos tipos de válvula. Obsérvese que, si la válvula se entrecierra (el sistema se desplaza de la posición en rojo hasta la posición en azul), la variación del caudal puede ser insignificante (arriba) o significativa (abajo)

En el mercado se ofrecen distintos tipos de válvulas para regular el caudal, algunas de ellas diseñadas para una regulación fina y para evitar el deterioro del material del cuerpo de la válvula por cavitación, como es el caso de la válvula multichorros, cuyo diseño se muestra en la Fig. 8.28. Constan de un cilindro perforado a través de cuyos orificios ingresa el caudal en dirección radial, de tal manera que la disipación de energía se produce en el choque de los chorros entre sí, sin afectar el material de la válvula. Están provistas de un cilindro obturador deslizante, que deja expuesta cierta cantidad de orificios, de manera que el ajuste del caudal puede ser realmente fino.

Otro tipo de válvula reguladora del caudal es la mostrada en la Fig. 8.29, en la cual el desplazamiento relativo de dos discos paralelos provistos de orificios permite la regulación fina del caudal, dejando expuesta un área de escurrimiento variable. Cuando se trata de regular el caudal mediante una válvula, estos tipos de válvulas de múltiples chorros tienen ventajas respecto a las válvulas clásicas, que obturan gradualmente la sección, ya sea, haciendo rotar un disco (o una esfera perforada), o desplazando linealmente un elemento plano (válvulas esclusas, globo, mariposa, etc.), que en cambio pueden usarse como válvulas de corte o seccionamiento, para aislar tramos de conducción, es decir, para estar solo en dos posiciones: totalmente cerradas o totalmente abiertas (comúnmente denominadas válvula *on/off*).

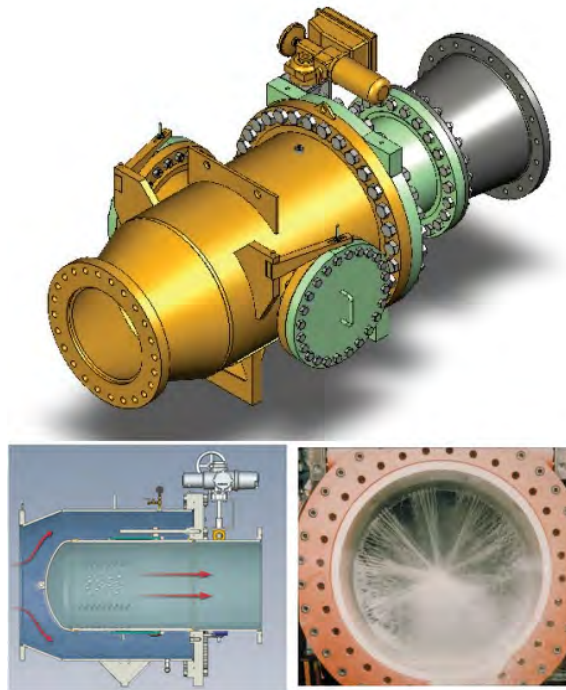


Figura 8.28: Válvula reguladora de caudal de múltiples chorros con cilindro (fuente: <http://bitly.ws/dCaP>)



Figura 8.29: Válvula reguladora de caudal de múltiples chorros plana (fuente: <http://bitly.ws/dCbL>)

Referencias

Fig. 8.28: <http://bitly.ws/dCaP> en <https://www.henrypratt.com>. Obtenido el 27 de mayo de 2021

Fig. 8.29: <http://bitly.ws/dCbL> en <https://www.cmovalves.com>. Obtenido el 27 de mayo de 2021

CAPÍTULO 9

Modelación matemática de los fenómenos transitorios en acueductos

Juan Manuel Galíndez y Sergio Liscia

Introducción

El diseño de una conducción a presión se concibe con la intención de albergar, sin riesgos de colapso estructural, el escurrimiento del agua en régimen estacionario. Sin embargo, aun el régimen permanente puede manifestarse en, al menos, tres formas disímiles: estático, en el que la velocidad del agua es nula; dinámico a caudal mínimo, ligado a la menor velocidad admisible del agua; o dinámico a caudal máximo, asociado, análogamente, a la mayor velocidad admisible del agua. Este último es, por cierto, determinante en el dimensionado del diámetro de la conducción.

Un análisis pormenorizado de estos tres casos extremos parecería bastar, entonces, para

garantizar la seguridad del acueducto; en efecto, ello sería estrictamente cierto en caso de que las transiciones entre unos y otros fueran lo suficientemente suaves. Desafortunadamente, ello es incompatible con los tiempos de operación y de maniobra de los elementos hidráulicos que regulan el escurrimiento: válvulas o compuertas, en tanto se abren o cierran en cuestión de segundos; o turbomáquinas, en tanto se encienden, apagan o cambian su régimen de operación casi instantáneamente, por ejemplo.

Los fenómenos transitorios o impermanentes son entonces aquellos inducidos por un cambio (por lo general, brusco) en las condiciones de escurrimiento, y su importancia para un buen diseño es tal que pueden ocasionar la destrucción o la salida de servicio de un acueducto. Estadísticamente, las fallas o roturas más frecuentes de las conducciones a presión involucran efectos transitorios subestimados o pobremente evaluados: sobrepresiones o depresiones extremas, al punto de inducir cavitación o ingreso de aire por encima de lo tolerable, etcétera.

Las características de los estados impermanentes resultantes están vinculadas a la tipología del acueducto, es decir: según funcionen a gravedad o por bombeo. En este último caso, además, importa si involucra una sola unidad o un complejo de varias unidades y su arreglo: bien en serie o en paralelo, bien en la toma de una cisterna, bien en línea, en alguna sección intermedia del acueducto.

Todas estas configuraciones comportan situaciones previsibles, como el encendido de las bombas o su salida de servicio; la regulación del caudal conducido, ya sea mediante válvulas o la variación de la frecuencia de los motores de las turbomáquinas; en fin, cualquier maniobra que propenda a satisfacer la demanda cambiante de la provisión de agua o de energía. Se trata de maniobras programadas, que hacen al funcionamiento mismo del acueducto. Existen, asimismo, situaciones accidentales e indeseables, que pueden surgir en cualquier momento de manera inesperada, tales como cortes de energía o fallas hidromecánicas.

El estudio de los fenómenos transitorios resulta de trascendental importancia para unos y otros casos, pues sirve igualmente como guía para implementar óptimas secuencias de operación cuanto como para diseñar los elementos de protección que eviten daños a las conducciones y a las propias máquinas. A fin de asimilar las distintas capas de complejidad involucradas, el estado impermanente se aborda habitualmente por medio de la integración de un sistema de ecuaciones diferenciales, habida cuenta de que las condiciones de contorno condigan con los elementos hidráulicos de una configuración dada del acueducto. En la práctica, este procedimiento se realiza por medios numéricos antes que analíticos y es el objeto de las secciones siguientes.

Modelación matemática de los fenómenos transitorios en un acueducto

Desde mediados del siglo XIX, el estudio de los transitorios en acueductos ha atraído el interés de ingenieros hidráulicos. Los procesos involucrados pueden ser descritos por las ecuaciones de la Hidrodinámica, esencialmente, las ecuaciones de conservación de la masa (de continuidad) y la de cantidad de movimiento. Su solución conduce a ecuaciones de propagación de ondas de sobrepresión y de escurrimiento a través de los acueductos.

En estado permanente, no hay cambio en las condiciones del escurrimiento en cualquier tiempo en el tiempo; en términos matemáticos, ello implica que todas las derivadas respecto de la variable tiempo se reducen a cero. En condiciones de escurrimiento impermanentes -los términos 'impermanente' y 'transitorio' resultan, a todos los efectos, equivalentes-, las variables que describen el movimiento varían en el tiempo. De los diversos métodos de resolución que admiten estos problemas, aquí se desarrollará el así llamado método de las características.

El método de las características convierte el sistema de dos ecuaciones diferenciales parciales (las ya mencionadas leyes de conservación) en un sistema de cuatro ecuaciones diferenciales totales, tales que admiten su tratamiento bajo un esquema de diferencias finitas, usando el método de intervalos de tiempo específicos. Este esquema puede ser abordado por métodos computacionales.

El método de las características es ventajoso por varios motivos: 1) los criterios de estabilidad están firmemente establecidos; 2) las condiciones de contorno pueden programarse fácilmente; 3) los términos de menor relevancia pueden conservarse sin mayor desmedro de la velocidad de cálculo; 4) es posible abordar sistemas complejos; 5) de todos los sistemas de resolución en diferencias finitas, es el de mayor precisión; 6) los programas pueden depurarse fácilmente gracias a que el estado permanente satisface todas las condiciones y un error de programación aparece como un cambio respecto de ese estado; 7) es un método detallado que permite su visualización bien por medio de datos de salida tabulados, bien por medio de figuras y animaciones.

Ecuaciones fundamentales

En esta sección, se desarrollan las ecuaciones diferenciales de conservación de la cantidad de movimiento y de la masa que, a la postre, guían la resolución de los fenómenos de la Hidrodinámica.

Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

Puede aplicarse la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento para el escurrimiento de líquido a través de un volumen de control embebido en un tramo cilíndrico de tubería. La ecuación se escribe en términos de la presión a lo largo del eje de la tubería y su velocidad promedio, para más tarde referirla a una forma de la energía piezométrica. En lo que resta de esta formulación, se prefieren los valores de energía piezométrica, H , y el caudal, Q , como variables dependientes, en tanto que la posición x y el tiempo t son las variables independientes.

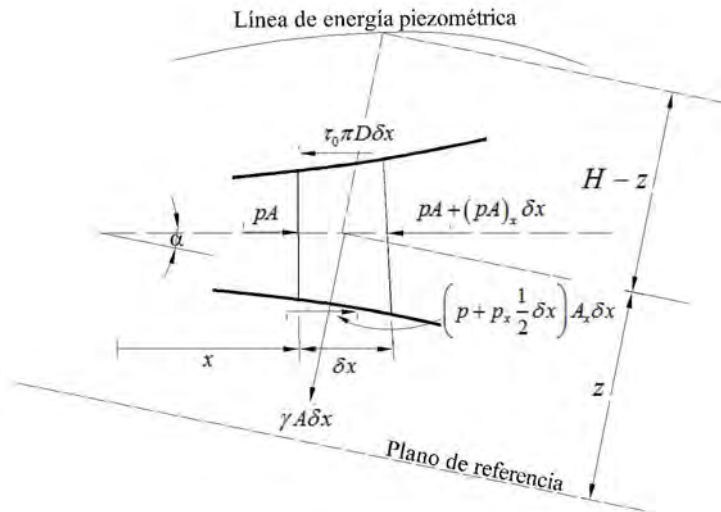


Figura 9.1: Volumen de control para la aplicación de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

La Fig. 9.1 muestra un volumen de control cuya superficie de la sección transversal es A y su espesor es dx .

El área, A , es, en general, una función de la coordenada x , cuya referencia es el eje de la tubería, con un origen arbitrario. La tubería está inclinada respecto de la horizontal en un ángulo α , positivo cuando la elevación aumenta en la dirección positiva de x . Las fuerzas que operan sobre el mencionado volumen de control en la dirección de x son las que se derivan de la presión normal sobre las secciones transversales que lo delimitan, de la tensión de corte y de la componente de presión en la periferia. Asimismo, la gravedad tiene una componente en el sentido del movimiento. La fuerza que deriva de la tensión de corte actúa en reacción al movimiento, por lo cual tiene sentido negativo. Por aplicación de la tercera ley de Newton, la sumatoria de las fuerzas que operan sobre el volumen de control equivale a la variación de su cantidad de movimiento; o sea:

Fuerzas de presión + Fuerzas de fricción + Fuerzas de gravedad =

$$pA - \left[pA + \frac{\partial(pA)}{\partial x} \delta x \right] + \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial A}{\partial x} \delta x - \tau_0 \pi D \delta x - \gamma A \delta x \sin \alpha = \rho A \delta x \frac{DV}{Dt}$$

Eliminando los diferenciales de segundo orden y agrupando, se obtiene:

$$A \frac{\partial p}{\partial x} + \tau_0 \pi D + \gamma A \sin \alpha + \rho A \frac{DV}{Dt} = 0 \quad (9.1)$$

En los cálculos de escurrimiento transitorio, se considera que la tensión de corte es la misma que si la velocidad fuera permanente, de manera que, en términos del factor de fricción de Darcy-Weisbach, f , se obtiene:

$$\tau_0 = \frac{\rho f V |V|}{8} \quad (9.2)$$

La Ec. 9.2 se desarrolló a partir de la ecuación de Darcy–Weisbach:

$$\Delta p = \frac{\rho f \Delta L}{D} \frac{V^2}{D}$$

Donde L es la longitud de una tubería horizontal, y a partir de un balance de fuerzas en la tubería durante escurrimiento permanente:

$$\Delta p A = \Delta p \frac{\pi D^2}{4} = \tau_0 \pi D \Delta L$$

La aceleración DV/Dt en la Ec. 9.1 corresponde a una partícula del fluido (el volumen de control) que tiene velocidad V , por lo tanto:

$$\frac{DV}{Dt} = V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \quad (9.3)$$

Que es válida para tuberías convergentes y divergentes. La energía piezométrica (o elevación de la línea de energía respecto de un plano de referencia arbitrario) puede reemplazar a p , de manera que:

$$p = \rho g(H - z) \quad (9.4)$$

Donde z es la elevación del eje de la tubería correspondiente a la posición x . Luego:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho g \frac{\partial(H - z)}{\partial x} = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right) = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \sin \alpha \right) \quad (9.5)$$

Esta derivación parcial considera que ρ permanece esencialmente inalterable (constante), en comparación con H o z . Sustituyendo las Ecs. 9.2 y 9.5 en la Ec. 9.1, resulta:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} = 0 \quad (9.6)$$

Que también está restringida a escurrimiento de líquidos. La forma de la línea de energía de la ecuación es algo más simple, en razón de que la pendiente del eje de la tubería puede desprejarse sin consecuencias.

Ecuación de continuidad

La siguiente derivación de la ecuación de continuidad es suficientemente general y tiene la ventaja relativa de expresarse en términos de las diversas derivadas totales, es decir, las derivadas con respecto al movimiento. Dos de ellas se introducen directamente dentro de la ecuación de continuidad: derivación con respecto a la componente del movimiento en la dirección del eje de la tubería, y derivación con respecto a una partícula de masa líquida. La tercera derivada total es la derivación con respecto a la onda acústica de movimiento que surge del método de las características, desarrollado más adelante. Con referencia a la Fig. 9.2, un volumen de control de longitud δx en movimiento en el instante t puede considerarse fijo en relación con la tubería; en efecto, se mueve y se expande solo en la medida en que lo hace la superficie interior de la tubería. El principio de conservación de la masa puede enunciarse entonces de este modo: la

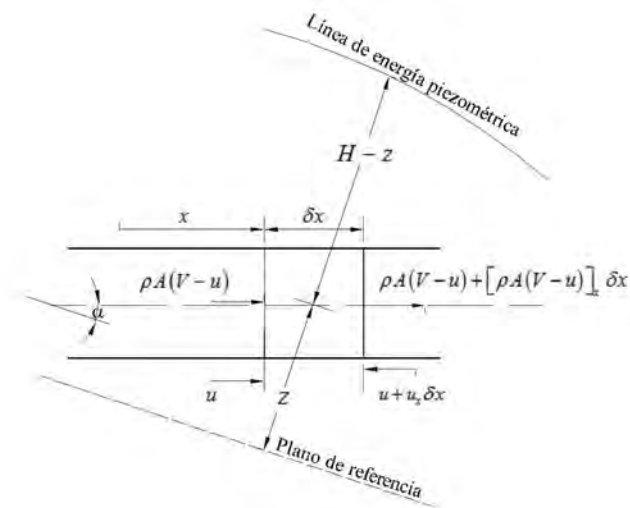


Figura 9.2: Volumen de control para la aplicación de la ecuación de conservación de la masa

razón en que el influjo de masa en el volumen de control equivale a la razón de incremento de la masa dentro de este, o bien:

$$\rho A(V - u) - \left[\rho A(V - u) + \frac{\partial [\rho A(V - u)]}{\partial x} \delta x \right] = \frac{D'(\rho A \delta x)}{Dt}$$

O, más simplemente:

$$-\frac{\partial [\rho A(V - u)]}{\partial x} \delta x = \frac{D'(\rho A \delta x)}{Dt} \quad (9.7)$$

Sea la cara aguas arriba ubicada en la coordenada x , y sea u la velocidad relativa a la pared de la tubería en x . La derivada total con respecto al movimiento axial de la tubería está dada por:

$$\frac{D'}{Dt} = u \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t} \quad (9.8)$$

Y la razón de incremento de la longitud del volumen de control está dada por:

$$\frac{D'}{Dt} \delta x = \frac{\partial u}{\partial x} \delta x \quad (9.9)$$

Por expansión parcial de la Ec. 9.7 con el uso de la Ec. 9.9:

$$-\frac{\partial (\rho AV)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho Au)}{\partial x} = \frac{D'(\rho A)}{Dt} + \rho A \frac{\partial u}{\partial x} \quad (9.10)$$

Una expansión adicional de la Ec. 9.10, usando la Ec. 9.8, da:

$$-\frac{\partial (\rho AV)}{\partial x} + \rho A \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial (\rho A)}{\partial x} = u \frac{\partial (\rho A)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho A)}{\partial t} + \rho A \frac{\partial u}{\partial x}$$

O, simplificando:

$$-\frac{\partial (\rho AV)}{\partial x} = \frac{\partial (\rho A)}{\partial t}$$

Que ahora puede escribirse como:

$$-\rho A \frac{\partial V}{\partial x} = V \frac{\partial(\rho A)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho A)}{\partial t}$$

Los últimos dos términos de la Ec. 9.11 representan la derivada de ρA con respecto al movimiento de una partícula de masa, o:

$$-\rho A \frac{\partial V}{\partial x} = \frac{D(\rho A)}{Dt} \quad (9.11)$$

En la que:

$$\frac{D}{Dt} = V \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t}$$

Sustituyendo en la Ec. 9.11 y expandiendo la derivada total respecto de t , se obtiene:

$$-\rho A \frac{\partial V}{\partial x} = A \frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{DA}{Dt} \quad (9.12)$$

Y luego, dividiendo ambos miembros de la Ec. 9.12 por ρA :

$$-\frac{\partial V}{\partial x} = A \frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{1}{A} \frac{DA}{Dt} \quad (9.13)$$

La Ec. 9.13 es válida para tuberías convergentes y divergentes tanto como para tuberías cilíndricas. También es válida para tuberías flexibles, o para escurrimiento de gas, dado que no se requirió de hipótesis simplificativas.

Al restringir la formulación al escurrimiento de agua en tuberías de propiedades elásticas definidas, la Ec. 9.13 queda reducida a:

$$a^2 \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{Dp}{Dt} = 0 \quad (9.14)$$

Donde a^2 , el cuadrado de la celeridad de la onda de sobrepresión, está dado por la Ec. 9.15:

$$a^2 = \frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left[\frac{K}{E} \frac{D}{e} \right] c_1} \quad (9.15)$$

Al expresar la presión en términos de la energía piezométrica (Ec. 9.4), se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{DH}{Dt} - \frac{Dz}{Dt} = 0$$

Que, correspondientemente expandida, resulta:

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} - V \frac{\partial z}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial t} = 0$$

Dado que, por un lado, puede ignorarse el movimiento transversal y, por el otro, $\partial z / \partial x = \alpha$, se obtiene, finalmente:

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} - V \sin \alpha = 0 \quad (9.16)$$

Que es la forma de la ecuación de continuidad más conveniente para la elaboración posterior. Al igual que en la forma final de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento (Ec. 9.6), H y V son las variables dependientes de la posición, x , y el tiempo, t .

Solución por el método de las características

Como se ha dicho, las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento y de continuidad configuran un sistema de ecuaciones diferenciales para el cual no hay disponible una solución general. Sin embargo, las ecuaciones en derivadas parciales pueden adquirir la forma de un sistema de ecuaciones en derivadas totales mediante el así llamado método de las características. De este modo, estas últimas ecuaciones pueden ser integradas dentro de un esquema de ecuaciones de diferencias finitas pasibles de ser tratadas, convenientemente, por métodos numéricos.

Sea entonces el sistema de ecuaciones diferenciales en cuestión:

$$\begin{cases} g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} = 0 \\ \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} - V \sin \alpha = 0 \end{cases} \quad (9.17)$$

La práctica ha demostrado que, en la mayoría de los casos, el sistema puede simplificarse ignorando la contribución de algunos de los términos intervinientes. Así se procederá de aquí en más, sin desmedro del procedimiento analítico que conduce a la formulación del esquema numérico buscado. De tal modo, entonces, que es posible reducir el sistema presentado al siguiente, en el que las formas simplificadas de las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y de continuidad se identifican como L_1 y L_2 :

$$L_1 = g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} + \frac{\partial V}{\partial t} = 0 \quad (9.18)$$

$$L_2 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (9.19)$$

Estas ecuaciones pueden luego combinarse linealmente usando un multiplicador λ .

$$L_1 + \lambda L_2 = 0$$

O sea:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} + \frac{\partial V}{\partial t} + \lambda \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} \right) = 0$$

Agrupando convenientemente:

$$\lambda \left(\frac{g}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} \right) + \lambda \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (9.20)$$

Cualesquiera dos valores reales de λ darán como resultado dos ecuaciones en términos de las variables dependientes H y V que habrán de ser a todos los efectos equivalentes a las Ecs. 9.18 y 9.19. Una selección apropiada de dos valores particulares de λ redundará en la simplificación

de la Ec. 9.20.

En general, tanto H como V son funciones de x y de t . Si se asume que la variable independiente x es una función de t , entonces, son válidas las siguientes identidades:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial H}{\partial t}$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t}$$

Si se admite que:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{g}{\lambda} = \frac{\lambda a^2}{g}$$

Entonces la Ec. 9.20 se transforma en una ecuación diferencial ordinaria:

$$\lambda \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (9.21)$$

Es fácil comprobar que, dadas las condiciones expuestas, λ equivale a:

$$\lambda = \pm \frac{g}{a} \quad (9.22)$$

Y, en consecuencia:

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (9.23)$$

Sustituyendo sucesivamente los valores de λ (Ec. 22) en la Ec. 9.21, se obtiene entonces el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \\ \frac{dx}{dt} = +a \end{cases} \quad (9.24)$$

$$\begin{cases} -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \\ \frac{dx}{dt} = -a \end{cases} \quad (9.25)$$

Al haber asignado a λ dos distintos valores reales, el sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales devino un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas totales.

Las primera y tercera ecuaciones del sistema, denominadas ecuaciones de compatibilidad, son válidas a lo largo de haces de las así llamadas curvas características; en rigor, rectas (en tanto que la celeridad de la onda, a , es generalmente constante) en el plano $x - t$ definidas por las segunda y cuarta ecuaciones del sistema (Fig. 9.3).

Ecuaciones en diferencias finitas

Una tubería se divide en N tramos de igual longitud, cada uno Δx , tal como se ve en la Fig. 9.4. Se determina el intervalo de tiempo congruente con esa discretización ($\Delta t = \Delta x/a$) y la segunda ecuación del par 9.24 queda inmediatamente satisfecha por una diagonal positiva en

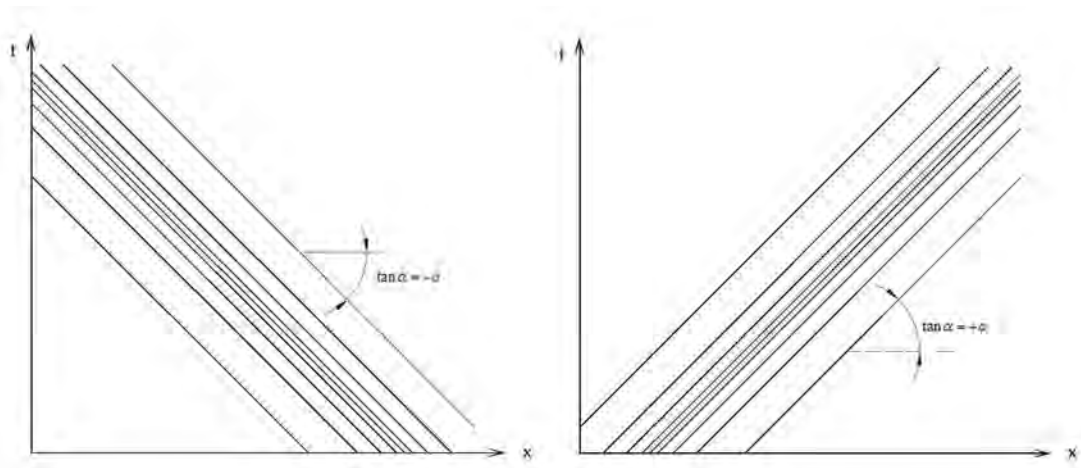


Figura 9.3: Curvas características negativas (izq.) y positivas (der.)

la malla que abarca el continuo bidimensional $x - t$. Si se conocen las variables V y H en el origen de esa diagonal, entonces la primera ecuación de 9.24, que es válida a lo largo de la curva característica positiva C^+ , puede integrarse entre los límites A y P y por lo tanto ser escrita en términos de las variables desconocidas, H y V en el intervalo de tiempo subsiguiente, $t + \Delta t$. La integración a lo largo de la curva característica negativa C^- es en todo sentido análoga, y conduce a una segunda ecuación (la primera de 9.25) en términos de las mismas incógnitas. La resolución simultánea de ambas ecuaciones permite entonces determinar los valores de H y de V para el intervalo $t + \Delta t$ en el nodo en cuestión.

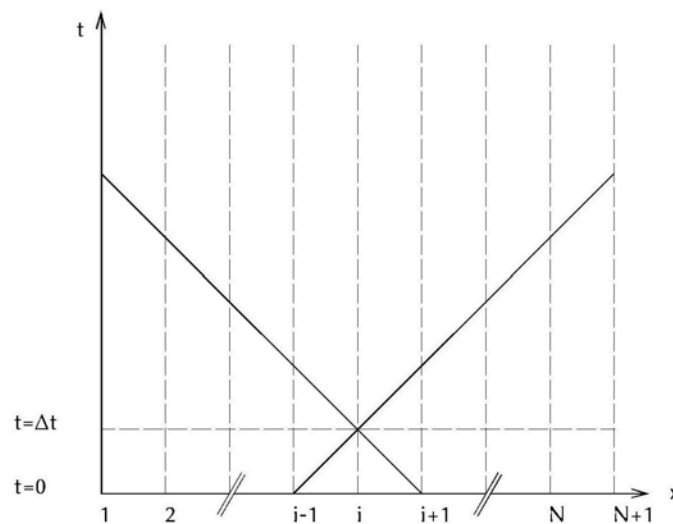


Figura 9.4: Configuración de la malla de diferencias finitas

Al reformular la primera ecuación de 9.24 de tal manera que las anteriores relaciones queden expresadas en términos del caudal, Q , en lugar de la velocidad, V , se obtiene:

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dQ}{Adt} + \frac{fQ|Q|}{2DA^2} = 0$$

Multiplicando por dt :

$$dH + \frac{a}{gA} dQ + \frac{f}{2gDA^2} Q|Q| dx = 0$$

E integrando, resulta:

$$\int_{H_{i-1}^t}^{H_i^{t+\Delta t}} dH + \frac{a}{gA} \int_{Q_{i-1}^t}^{Q_i^{t+\Delta t}} dQ + \frac{f}{2gDA^2} \int_{x_{i-1}}^{x_i} Q |Q| dx = 0$$

Donde los límites de integración corresponden a las coordenadas $((i-1)\Delta x, t)$ y $(i\Delta x, t + \Delta t)$ de los nodos por los que queda definida la curva característica positiva C^+ .

Al resolver, se obtiene:

$$H_i^{t+\Delta t} - H_{i-1}^t + \frac{a}{gA} (Q_i^{t+\Delta t} - Q_{i-1}^t) + \frac{f\Delta x}{2gDA^2} Q_{i-1}^t |Q_{i-1}^t| = 0 \quad (9.26)$$

La Ec. 9.26 conforma un sistema de ecuaciones junto con la aportada por la integración a lo largo de la curva característica negativa C^- (Ec. 9.27):

$$H_i^{t+\Delta t} - H_{i+1}^t - \frac{a}{gA} (Q_i^{t+\Delta t} - Q_{i+1}^t) - \frac{f\Delta x}{2gDA^2} Q_{i+1}^t |Q_{i+1}^t| = 0 \quad (9.27)$$

Estas dos ecuaciones de compatibilidad son relaciones algebraicas básicas que describen la propagación impermanente de las fluctuaciones de presión y de velocidad en la tubería.

Reagrupando levemente:

$$\begin{cases} H_i^{t+\Delta t} - H_{i-1}^t + B (Q_i^{t+\Delta t} - Q_{i-1}^t) + R Q_{i-1}^t |Q_{i-1}^t| = 0 \\ H_i^{t+\Delta t} - H_{i+1}^t - B (Q_i^{t+\Delta t} - Q_{i+1}^t) - R Q_{i+1}^t |Q_{i+1}^t| = 0 \end{cases} \quad (9.28)$$

Donde $B = a/gA$ y $R = f\Delta x/2gDA^2$.

Estas ecuaciones deben ser válidas para el escurrimiento en estado permanente, que es un caso particular de escurrimiento impermanente. En tal caso, el caudal de escurrimiento $Q_i^{t+\Delta t}$ es independiente de t y por tanto equivalente a Q_{i-1}^t y Q_{i+1}^t . El sistema se reduce entonces a la siguiente expresión:

$$H_i = H_{i-1} - R Q_{i-1} |Q_{i-1}| \quad (9.29)$$

Donde los superíndices fueron suprimidos en razón de su irrelevancia.

Dado que $R Q_{i-1} |Q_{i-1}|$ es en efecto la pérdida de energía piezométrica a lo largo de un tramo de longitud Δx , la Ec. 9.29 puede ser interpretada como una forma de la ecuación de Bernoulli formulada entre los puntos considerados, lo cual concluye la corroboración.

La solución al problema que plantea un fenómeno transitorio requiere, naturalmente, de una condición inicial: la impuesta por las condiciones correspondientes al estado permanente. En ese estado, los valores de H y de Q son conocidos para cualquier sección de la tubería, incluyendo aquellas coincidentes con los nodos definidos por la discretización. El procedimiento prosigue por el cálculo sucesivo de las variables H y Q a intervalos equidistantes Δt en todos los nodos definidos.

A tal fin, el sistema puede reformularse se resuelve en términos de las incógnitas $H_i^{t+\Delta t}$ y

$$Q_i^{t+\Delta t}:$$

$$\begin{cases} H_i^{t+\Delta t} = C_P - BQ_i^{t+\Delta t} \\ H_i^{t+\Delta t} = C_M + BQ_i^{t+\Delta t} \end{cases} \quad (9.30)$$

Donde:

$$C_P = H_{i-1}^t + BQ_{i-1}^t - RQ_{i-1}^t |Q_{i-1}^t|$$

$$C_M = H_{i+1}^t - BQ_{i+1}^t + RQ_{i+1}^t |Q_{i+1}^t|$$

La resolución del sistema de ecuaciones es, finalmente:

$$H_i^{t+\Delta t} = 0,5 (C_P + C_M) \quad (9.31)$$

$$Q_i^{t+\Delta t} = 0,5 \frac{C_P - C_M}{B} \quad (9.32)$$

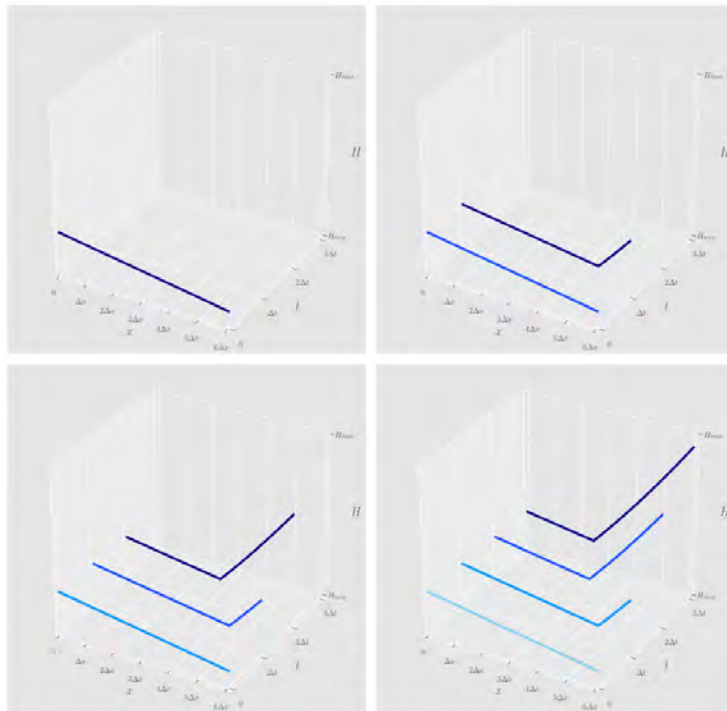


Figura 9.5: Simulación de un fenómeno transitorio por medio del método de las características

La Fig. 9.5 ilustra de qué manera progresa el procedimiento iterativo que, por aplicación sucesiva del sistema de ecuaciones 9.30 para todos los valores de i (de 1 a $NS = N + 1$), permite obtener los perfiles de H y de Q (este último omitido en el gráfico) para los instantes denotados por $t = \Delta t$ (arriba a la derecha), $t = 2\Delta t$ (abajo a la izquierda) y $t = 3\Delta t$ (abajo a la derecha), una vez calculados los valores correspondientes a $t = 0$ (arriba a la izquierda). Los valores de H y de Q se proyectan perpendicularmente al plano $x - t$ al que pertenecen las curvas características C^+ y C^- .

Desde luego, el problema no está perfectamente determinado hasta tanto no se impongan las condiciones de contorno -ya se ha hecho mención a cómo se aplican las condiciones iniciales-, de manera que queden restringidos todos sus grados de libertad. Dado que las ecuaciones diferen-

ciales que dan origen al presente sistema de ecuaciones algebraicas son de primer grado tanto en H como en V , tal como revela una somera inspección, las condiciones de contorno deben involucrar alternativamente a una (condición de contorno de Dirichlet) como a la otra (condición de contorno de Neumann).

Referencias

Wylie, B., Streeter, V.L. (1978). *Fluid Transients*. New York: McGraw-Hill.

Los autores

Coordinadores

Lucino, Cecilia Verónica

Ingeniera Civil e Hidráulica, Profesora Asociada con dedicación exclusiva y Directora Sustituta de la carrera de Ingeniería Hidráulica en el Departamento de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería, con más de 30 años de trayectoria en la especialidad de las turbomáquinas hidráulicas. Profesora en las asignaturas Máquinas Hidráulicas y Proyecto de Instalaciones Hidromecánicas y en Ingeniería, Comunicación y Educación. Coordinadora Alternativa de la UIDET Hidromecánica, donde participa en proyectos de investigación aplicada, formación de recursos humanos, asesoramiento y auditoría técnica en el área de las turbomáquinas hidráulicas así como en la inspección de proyectos hidráulicos. Directora de dos proyectos de extensión desarrollados en la temática de remoción de arsénico del agua (Premio a la Innovación 2016 de la UNLP). Desde 2006 colabora con el Área Pedagógica de la Facultad de Ingeniería

Liscia, Sergio Oscar

Ingeniero Hidráulico, Profesor Titular con dedicación exclusiva y Director de Carrera de Ingeniería Hidráulica de la Facultad de Ingeniería de la UNLP. Director Ejecutivo del Departamento de Hidráulica y Coordinador de la UIDET Hidromecánica. Presidente del Grupo Latinoamericano Sistemas y Turbomáquinas Hidráulicas (IARH). Director del Ente Certificante Entidad Binacional Yacyretá-UNLP-FIUNA. Profesor de las asignaturas Planeamiento, Gestión y Aprovechamiento de los Recursos Hídricos y Máquinas Hidráulicas, de Ingeniería Hidráulica, y Obras Hidráulicas de Ingeniería Civil. Director de la Inspección de los Aprovechamientos Hidroeléctricos de las Obras sobre el Río Santa Cruz. Ha dirigido más de 200 proyectos en más 32 años en el Laboratorio de Hidráulica de la UNLP. Más de 100 artículos científicos y técnicos en temas de Hidráulica e Hidromecánica. Ha recibido el Premio a la Labor Científica, Tecnológica y Artística, UNLP 2014

Galíndez, Juan Manuel

Ingeniero Hidráulico y Civil por la Facultad de Ingeniería de la UNLP y Doctor en Ingeniería por la Universidad de Santiago de Compostela, España. Profesor de Hidráulica Computacional e integrante del plantel profesional de la UIDET Hidromecánica. Ha realizado un postdoctorado en el Lawrence Berkeley National Laboratory, California, Estados Unidos, donde desarrolló investigación en el campo del transporte reactivo, con aplicación a la degradación del hormigón y el transporte de solutos eléctricamente cargados en medios porosos. En Argentina, se ha abocado al estudio de la calidad de agua en sistemas superficiales y de fenómenos transitorios en conducciones a presión. Autor de varios artículos en revistas especializadas

Autores

Angulo, Mauricio Abel

Ingeniero Hidráulico y Civil, docente con dedicación exclusiva de la carrera de Ingeniería Hidráulica en el Departamento de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería. Profesor adjunto en la asignatura Trabajo Final de Ingeniería Hidráulica y Jefe de Trabajos Prácticos en las asignaturas Máquinas Hidráulicas y Proyecto de Instalaciones Hidromecánicas. Integra la UIDET Hidromecánica desde hace 15 años, participando en proyectos de transferencia e investigación aplicada a aprovechamientos hidroeléctricos, acueductos, estaciones de bombeo y obras hidráulicas. Se especializa en ensayos de turbomáquinas hidráulicas (modelo físico y prototipo) y en la simulación numérica y física de obras hidráulicas

Buscetti, Julieta

Ingeniera Hidráulica y Civil. Docente del Área Aprovechamiento de los Recursos Hídricos y Máquinas Hidráulicas, desempeñando funciones en carácter de Ayudante Diplomado Interino con dedicación simple en las cátedras de Planeamiento, Gestión y Aprovechamiento de los Recursos Hídricos y Proyecto de Instalaciones Hidromecánicas de las carreras de Ingeniería Hidráulica y

Civil. Integrante de la UIDET Hidromecánica, participando en forma conjunta en diversos proyectos de investigación y transferencia en la temática de obras hidráulicas

del Blanco, María Mercedes

Ingeniera Hidráulica y Civil, Ayudante Diplomada con dedicación simple y miembro de la UIDET Hidromecánica, con 15 años de experiencia en la especialidad de aprovechamientos de los recursos hídricos y turbomáquinas hidráulicas. Docente de las cátedras de Planeamiento, Gestión y Aprovechamiento de los Recursos Hídricos, en Proyecto de Instalaciones Hidromecánicas y en Obras Hidráulicas y para la carrera de Ingeniería Mecánica y Electromecánica en la cátedra de Máquinas Hidráulicas. Ha sido tutora de diversos trabajos finales de carrera de Ingeniería Hidráulica, a la vez que colabora en la Cátedra de Trabajo Final. Participa en proyectos de investigación aplicada y asesoramiento técnico en el área de aprovechamientos hidráulicos, obras y turbomáquinas hidráulicas. Ha dirigido y participado en proyectos de extensión en el ámbito de la Facultad de Ingeniería y desde el 2017 es evaluadora de proyectos de extensión de la UNLP

Lugo, María Victoria

Ingeniera Civil con orientación en Construcciones egresada de la Universidad Tecnológica Nacional de La Plata. Docente y colaboradora en las asignaturas Obras Hidráulicas y Proyecto de Instalaciones Hidromecánicas de la Universidad Nacional de La Plata. Jefa de Trabajos Prácticos en la asignatura Centrales y Máquinas Hidráulicas de la Universidad Tecnológica Nacional de La Plata. Integrante del plantel profesional de la UIDET Hidromecánica de la Universidad Nacional de La Plata desde el año 2007, donde participa en proyectos de investigación y transferencia, asesoramiento técnico, modelaciones físicas y numéricas, estudios de factibilidad, proyectos hidráulicos e inspección de obras relacionadas con turbomáquinas hidráulicas

Ortiz, Facundo Ezequiel

Ingeniero Hidráulico, docente y colaborador en el área Aprovechamiento de los Recursos Hídricos y Máquinas Hidráulicas de la carrera de Ingeniería Hidráulica en el Departamento de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería, con participación en sus distintas cátedras durante los últimos 5 años. Integrante del plantel profesional de la UIDET Hidromecánica, donde participa en proyectos de investigación y transferencia asociados a la evaluación y gestión de los recursos hídricos, al área de las turbomáquinas hidráulicas y a diferentes proyectos hidráulicos

Rivetti, Arturo

Ingeniero Hidráulico, Profesor Adjunto y Ayudante Diplomado en las carreras de Ingeniería Hidráulica y Mecánica. Integrante de la UIDET Hidromecánica, con más de 10 años trabajando en el área de máquinas hidráulicas donde participa en proyectos de investigación aplicada, formación de recursos humanos, asesoramiento técnico y auditoría técnica en el área de las turbomáquinas hidráulicas así como en la inspección de proyectos hidráulicos. Dentro del grupo de trabajo se especializa en el área de simulación numérica de turbinas hidráulicas y ensayos experimentales en prototipo

Bombas, estaciones de bombeo y acueductos : primera parte / Cecilia V. Lucino... [et al.] ; coordinación general de Cecilia V. Lucino ; Sergio O. Liscia ; Juan M. Galíndez ; ilustrado por Iván Uceró. - 1a ed. - La Plata : Universidad Nacional de La Plata ; EDULP, 2022.

Libro digital, PDF - (Libros de cátedra)

Archivo Digital: descarga

ISBN 978-950-34-2198-7

1. Hidráulica. I. Lucino, Cecilia V., coord. II. Liscia, Sergio O., coord. III. Galíndez, Juan M., coord. IV. Uceró, Iván, ilus.

CDD 627.04

Diseño de tapa: Dirección de Comunicación Visual de la UNLP

Universidad Nacional de La Plata – Editorial de la Universidad de La Plata

48 N.º 551-599 / La Plata B1900AMX / Buenos Aires, Argentina

+54 221 644 7150

edulp.editorial@gmail.com

www.editorial.unlp.edu.ar

EduLP integra la Red de Editoriales Universitarias Nacionales (REUN)

Primera edición, 2023

ISBN 978-950-34-2198-7

© 2023 - EduLP

e
exactas

**EduLP**
EDITORIAL DE LA UNLP



UNIVERSIDAD
NACIONAL
DE LA PLATA