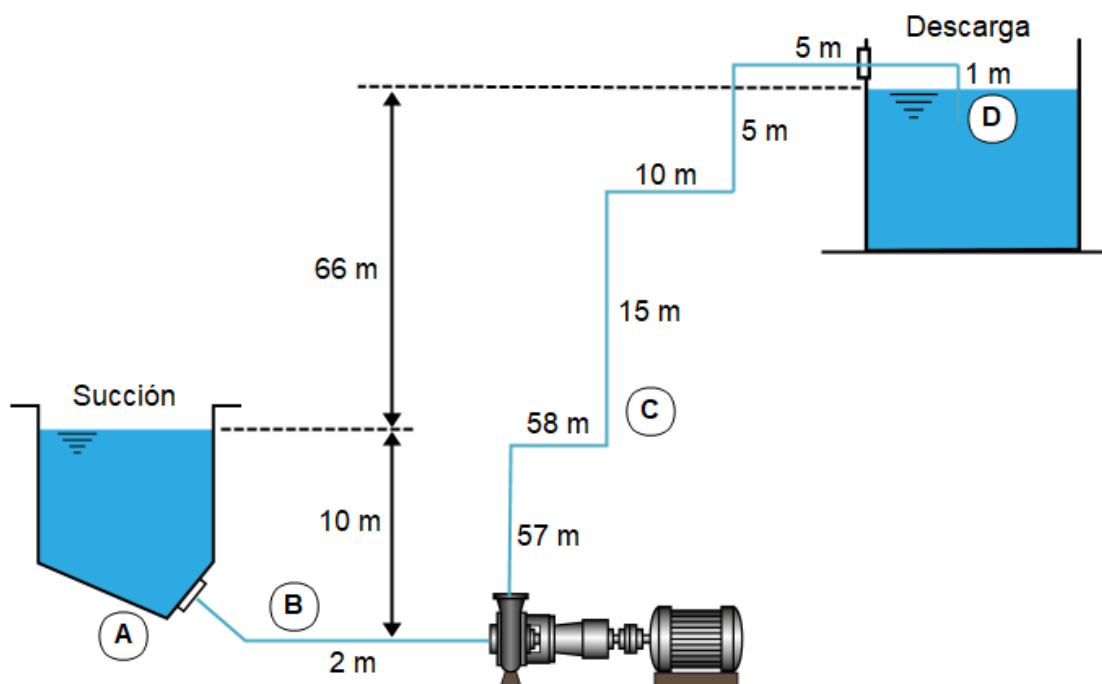


EJERCICIO SOBRE TRANSPORTE HIDRÁULICO

1. Se quiere bombear desde A hasta D, sabiendo que la capacidad del tanque A es de 100000 litros de agua y se desea hacerlo en 6 horas. Se pide calcular el dimensionado de las tuberías, el cálculo de la altura manométrica o carga total dinámica (DTH) y la selección de la bomba centrífuga más adecuada, en términos de potencia absorbida (kW y CV).



PMP2022

Datos:

- Fluido = Agua a 15.6°C (SG = 1.0)
- Tipo de tuberías = Schedule 40 de acero (todos los accesorios y válvulas estarán unidos por bridas).
- El tramo de succión dispone de una válvula de compuerta tipo Gate, totalmente abierta, y un codo de gran radio a 45°. Todos los accesorios están unidos mediante brida (flanged).
- El tramo de descarga dispone de una válvula de compuerta tipo Gate, totalmente abierta, cuatro codos tipo regular de 90°, un codo de gran radio a 45°, y una válvula antirretorno tipo Swing Check. Todos los accesorios están unidos mediante brida (flanged).

Solución:

1. Cálculo del caudal a bombear.

Se nos pide que se eleven 100000 litros de agua en 6 horas, luego el caudal de diseño será:

$$Q = \frac{100000 \text{ l}}{6 \text{ h}} = 16666.67 \text{ l/h} = 16.67 \text{ m}^3/\text{h} = 0.00463 \text{ m}^3/\text{s} = 4.63 \text{ l/s} \quad (1)$$

2. Cálculo del apropiado rango de diseño de velocidades tanto para la tubería de succión como para la de descarga y sus diámetros.

Para obtener el rango adecuado de velocidades se parte del criterio que el rango de velocidades recomendado para la tubería de succión se encuentra entre 1 y 2 m/s, y para la tubería de descarga entre 2 y 3 m/s (Bombas Ideal, 1985; Lisbeth O. Lozano, 2018).

Según lo calculado, el caudal (Q) debe ser de 16.67 m³/h. Además, sabiendo que para calcular el diámetro (D), correspondiente a una tubería, se puede emplear la siguiente expresión:

$$Q = V \times \pi \times \frac{D^2}{4} \quad (2)$$

Y que despejando el diámetro queda de la siguiente forma:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} \quad (3)$$

Entonces, por lo tanto:

- Tubería de succión:

Adoptando como velocidad (V₁) de partida de 1.5 m/s, entonces:

$$D_1 = \sqrt{\frac{0.00463 \text{ m}^3/\text{s} \times 4}{\pi \times 1.5 \text{ m/s}}} = 0.0626 \text{ m} = 62.6 \text{ mm} \quad (4)$$

Entrando en tablas de tuberías comerciales de acero Schedule 40 (EngineeringToolBox, 2001), se puede observar que un diámetro próximo es el de 0.063 m (2.5 pulgadas). Por ello, es este el diámetro (D₁) que se selecciona para la tubería de succión.

- Tubería de descarga:

Adoptando como velocidad (V₂) de partida de 2.1 m/s, entonces:

$$D_2 = \sqrt{\frac{0.00463 \text{ m}^3/\text{s} \times 4}{\pi \times 2.1 \text{ m/s}}} = 0.053 \text{ m} = 53 \text{ mm} \quad (5)$$

Procediendo de forma similar para la tubería de descarga, tal y como se ha explicado para la tubería de succión, vemos que las tablas de diámetros comerciales de tubería de acero Schedule 40 ofrecen una tubería de 0.053 (2.1 pulgadas), por lo que es este diámetro (D_2) el que se selecciona para la tubería de descarga.

De las tablas comerciales para la tubería de acero SCH 40 se obtienen datos que se necesitarán más adelante (EngineeringToolBox, 2001):

- Tubería de succión de diámetro 63 mm (2 1/2 in) y 0.00463 (0.005) m³/s:

$$V_1 = 1.6 \text{ m/s}$$

$$V_1^2/2g = 0.13 \text{ m.c.a.}$$

$$h_{f1} = 4.781 \text{ m.c.a./100m}$$

- Tubería de descarga de diámetro 53 mm (2.1 in) y 0.00463 (0.005) m³/s:

$$V_2 = 2.3 \text{ m/s}$$

$$V_2^2/2g = 0.27 \text{ m.c.a.}$$

$$h_{f2} = 11.345 \text{ m.c.a./100m}$$

3. Cálculo de la Altura o Carga Estática (Static Head), Hs.

Observando al esquema de la instalación se deduce que $H_s = 66 \text{ m (m.c.a.)}$.

4. Cálculo de las pérdidas por fricción en la tubería de succión y en sus accesorios. (H_{f1})

- Pérdidas de carga debidas a la longitud de la tubería de succión:

Sabiendo que hay instalados 2 m de tubería, entonces:

$$\frac{2 \text{ m}}{100 \text{ m}} \times 4.781 \text{ m.c.a.} = 0.096 \text{ m.c.a.} \quad (6)$$

- Pérdidas de carga a la salida del depósito (punto A):

Se estima un coeficiente de resistencia $K = 0.5$, por ello:

$$K \times \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.5 \times 0.13 \text{ m.c.a.} = 0.065 \text{ m.c.a.} \quad (7)$$

- Pérdidas de carga debidas a los accesorios (punto B):

Estos accesorios consisten en 1 válvulas de compuerta completamente abierta (Gate Valve) que para un diámetro de tubería de 2 1/2" in según tablas de factores de fricción (Hidraulic_Institute, 1990; Volk, 2013) se obtiene un coeficiente de resistencia de $K = 0.2$. Además, también hay que tener en cuenta la instalación de un codo de 45° de gran radio unido por brida, que ofrece un coeficiente de resistencia de $K = 0.2$ (Volk, 2013), por ello:

$$K \times \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.2 \times 0.13 \text{ m.c.a.} = 0.026 \text{ m.c.a.} \quad (8)$$

$$K \times \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.2 \times 0.13 \text{ m.c.a.} = 0.026 \text{ m.c.a.} \quad (9)$$

El valor total de las pérdidas por fricción para la tubería de succión será:

$$H_{f1} = 0.0956 \text{ m.c.a.} + 0.065 \text{ m.c.a.} + 0.026 \text{ m.c.a.} + 0.026 \text{ m.c.a.} = 0.2126 \text{ m.c.a.} \quad (10)$$

5. Cálculo de las pérdidas por fricción en la tubería de descarga y en sus accesorios (H_{f2})

- Pérdidas de carga debidas a la longitud de la tubería de descarga:

Sabiendo que hay instalados $58+57+10+20+5+1 = 151$ m de tubería, entonces:

$$\frac{151 \text{ m}}{100 \text{ m}} \times 11.345 \text{ m.c.a.} = 17.13 \text{ m.c.a.} \quad (11)$$

- Pérdidas de carga a la entrada del depósito (punto D):

Se estima un coeficiente de resistencia $K = 1.0$, por ello:

$$K \times \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 1.0 \times 0.27 \text{ m.c.a.} = 0.27 \text{ m.c.a.} \quad (12)$$

- Pérdidas de carga debidas a los accesorios de la descarga:

Estos accesorios consisten en 1 válvula de compuerta (Gate Valve) completamente abierta, 1 válvula de retención (Swing Check Valve), 1 codo de 45° de gran radio, y 4 codos de 90° tipo "regular", estos accesorios para un diámetro de tubería de 2.1 pulgadas (in) según tablas de factores de fricción

(Hidraulic_Institute, 1990; Volk, 2013) se obtienen unos coeficientes de resistencia de $K_{\text{compuerta}} = 0.2$, $K_{\text{retención}} = 2.0$, $K_{\text{Codo}45^\circ} = 0.2$ y $K_{\text{Codo}90^\circ} = 0.38$, respectivamente. Por ello:

$$K \times \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.2 \times 0.27 \text{ m.c.a.} = 0.054 \text{ m.c.a.} \quad (13)$$

$$K \times \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 2.0 \times 0.27 \text{ m.c.a.} = 0.54 \text{ m.c.a.} \quad (14)$$

$$K \times \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.2 \times 0.27 \text{ m.c.a.} = 0.054 \text{ m.c.a.} \quad (15)$$

$$4 \times K \times \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 4 \times 0.38 \times 0.27 \text{ m.c.a.} = 0.41 \text{ m.c.a.} \quad (16)$$

El valor total de las pérdidas por fricción para la tubería de descarga será:

$$H_{f2} = 17.13 \text{ m.c.a.} + 0.27 \text{ m.c.a.} + 0.54 \text{ m.c.a.} + 0.054 \text{ m.c.a.} + 0.41 \text{ m.c.a.} + 0.054 \text{ m.c.a.} = 18.45 \text{ m.c.a.} \quad (17)$$

6. Cálculo de las alturas debidas a las velocidades en las tuberías (H_v)

- Tubería de succión:

La velocidad del flujo a través de ella es de 1.6 m/s, luego:

$$H_{v1} = \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.13 \text{ m.c.a.} \quad (18)$$

- Tubería de descarga:

La velocidad del flujo a través de ella es de 2.3 m/s, luego:

$$H_{v2} = \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.27 \text{ m.c.a.} \quad (19)$$

Luego la altura total debida a las velocidades del flujo en las tuberías será:

$$H_v = H_{v1} + H_{v2} = 0.13 + 0.27 = 0.4 \text{ m.c.a.} \quad (20)$$

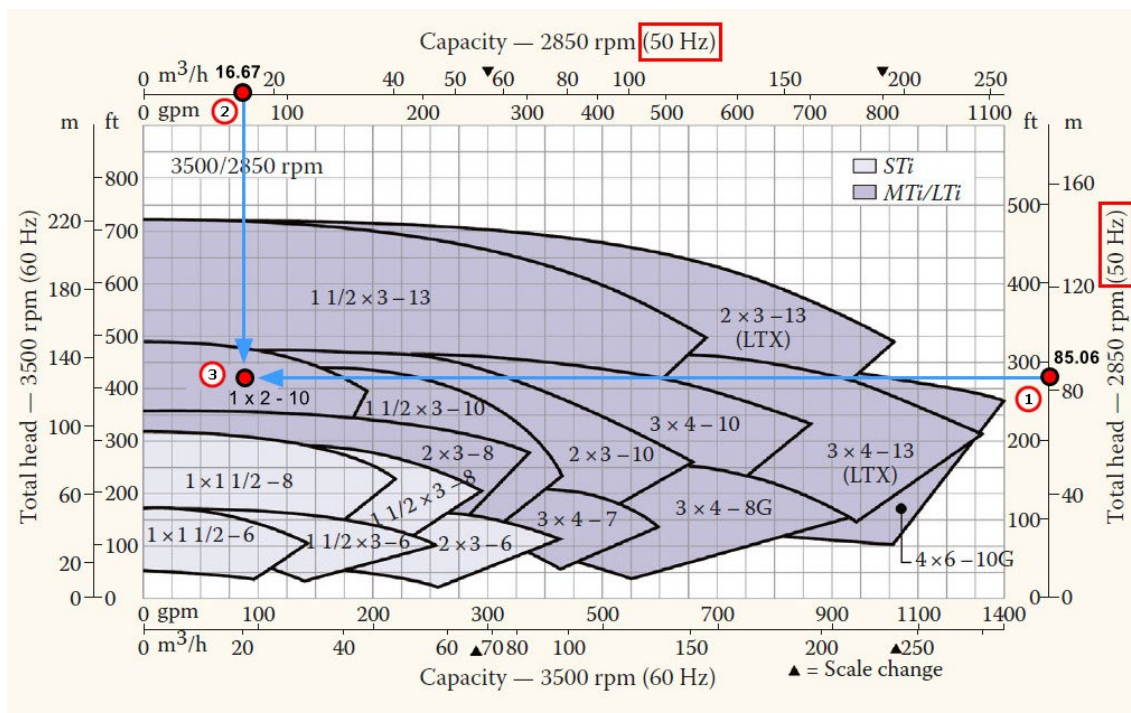
7. Cálculo de la altura dinámica total (DTH)

El valor de DTH será la suma de todas las alturas calculadas anteriormente, es decir:

$$DTH = H_s + H_{f1} + H_{f2} + H_v = 66 + 0.2126 + 18.45 + 0.4 = 85.058 \text{ m.c.a.} \quad (21)$$

8. Selección de la bomba centrífuga adecuada

Para ellos nos apoyaremos en las siguientes curvas Q-H proporcionadas por fabricantes de bombas que, trabajando a 50 Hz, se pueden elegir:



Bomba 1 x 2 - 10 a 2850 rpm

Donde la notación de este fabricante (convención establecida en EEUU) establece que el primer número representa el diámetro de salida de descarga de la bomba (pulgadas, in), el segundo se refiere al diámetro de entrada por la succión de la bomba (pulgadas, in) y el último al diámetro del rodete (*impeller*), también en pulgadas (in).

9. Cálculo de la potencia de la bomba.

Con el valor calculado de TDH_{agua} de 85.06 m.c.a., el caudal calculado de $Q = 16.67 \text{ m}^3/\text{h}$, un rendimiento estimado del 60%, y la densidad del agua de $1 \text{ t}/\text{m}^3$ podemos calcular la potencia en kW y CV que necesitará la bomba a través de la siguiente expresión:

$$N_{kW} = \frac{Q \times TDH_{agua} \times \rho_{agua}}{\frac{\eta}{100} \times 360} = \frac{16.67 \times 85.056 \times 1.00}{0.60 \times 360} = 6.75 \text{ kW} \quad (22)$$

$$N_{CV} = \frac{Q \text{ l/s} \times TDH_{agua} \times \rho_{agua}}{\frac{\eta}{100} \times 75} = \frac{4.63 \times 85.056 \times 1.00}{0.60 \times 75} = 8.75 \text{ CV} \quad (23)$$

Se recomienda incrementar estas cantidades en un 25% debido a pérdidas en la transmisión y pérdidas en el rendimiento por causas de desgastes en las partes hidráulicas a medio plazo. Por lo que la potencia a instalar serían 8.44 kW (11 CV).

Referencias:

- Bombas Ideal, S. A. (1985). *Datos técnicos de hidráulica. Bombas* (S. L. Signo Gráfico, Ed.). Bombas Ideal, S.A.
- EngineeringToolBox. (2001). *Steel Pipes Schedule 40 - Pressure Loss*. https://www.engineeringtoolbox.com/pressure-loss-steel-pipes-d_307.html
- Hdraulic Institute. (1990). *Engineering Data Book* (2nd ed.).
- Lisbeth O. Lozano, P. (2018). *Cálculo en detalle de sistemas de bombeo de agua* (I. published, Ed.).
- Volk, M. (2013). *Pump Characteristics and Applications* (C. Press, Ed. 3rd ed.). <https://doi.org/https://doi.org/10.1201/b15559>