

Tema 9. Bombas Rotodinámicas.

9.1. Elementos de las Bombas Rotodinámicas

En las bombas rotodinámicas, los elementos constitutivos se suelen separar en dos grupos: el rodete, o elemento de intercambio de energía con el fluido; y el sistema difusor. Las bombas rotodinámicas suelen tener menores dimensiones que las turbinas hidráulicas, lo que las hace transportables. Por esta razón, no se incluyen entre los elementos interiores a la bomba ni el tubo de aspiración (el de entrada a la bomba) ni el de impulsión del fluido (el de salida de la bomba), sino que los límites los establecen las bridas de conexión con éstos.

9.1.1. Rodete

El rodete, al igual que ocurría con las turbinas, gira solidario al eje de la bomba, impulsado a su vez por un motor. Está constituido por álabes que transmiten la energía cinética y de presión al fluido. Dado que todas las bombas son de reacción, en todas las bombas se transmite energía de los dos tipos.

El rodete se diseña para obtener el rendimiento óptimo en los valores de Q y H requeridos (es decir, cuánto caudal hace falta que bombee, y cuánta energía debe comunicar al fluido para que alcance su destino en las condiciones deseadas). Recordando la definición de velocidad específica para bombas, n_q :

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (4.31)$$

está claro que la relación entre Q y H está íntimamente ligada al valor de n_q , y ésta, a su vez, afecta al diseño del rodete y los álabes de las bombas rotodinámicas.

Así, valores bajos de n_q , comprendidos entre 10 y 100, corresponderían a diseños radiales, es decir, bombas centrífugas. Cuanto menor es el valor de n_q , más estrecho sería el álabe en la sección de salida (opera con menor caudal relativo), y mayor es el diámetro de la sección de salida del álabe (comunica más H).

Para valores intermedios de n_q , comprendidos entre 75 y 200, el diseño del rodete sería de tipo mixto, con componente tanto radial como axial de la velocidad absoluta del fluido en la sección de salida del rodete, es decir, se trataría de bombas helicocentrífugas. Cuando el valor de n_q es superior a 200, hasta aproximadamente 320, la bomba es de tipo axial, es decir, se trata de una hélice (la velocidad absoluta del fluido en la sección de salida del rodete no tiene componente radial).

Cuando el fluido requiere un elevado valor de H y con poco caudal, puede que el valor de n_q obtenido sea inferior a 10. En estos casos, la bomba sería centrífuga de múltiples etapas (ver la clasificación del punto 8.3.f).

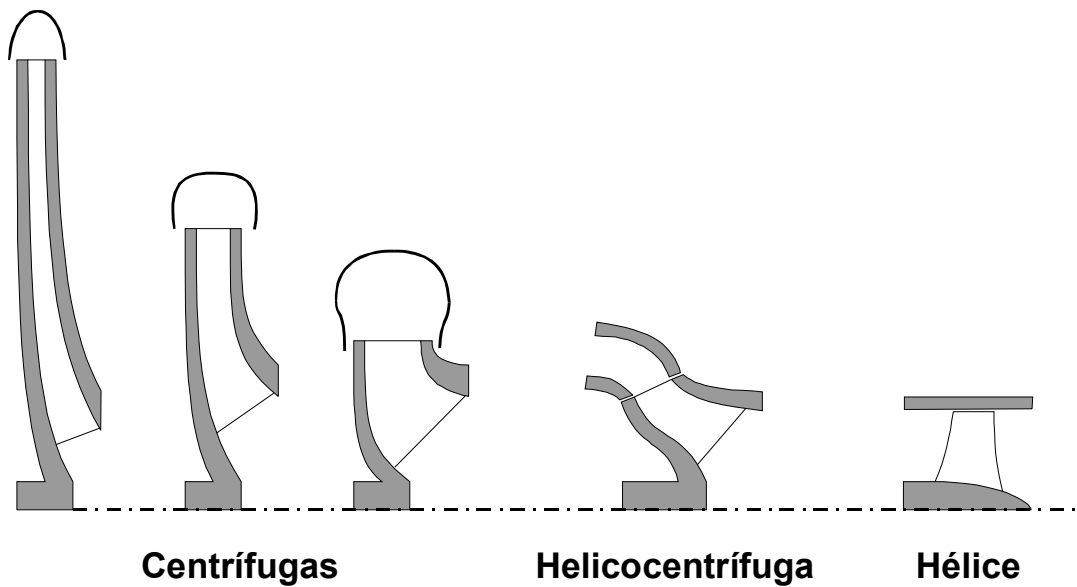


Figura 9.1. Perfiles de rodetes de bombas rotodinámicas centrífugas, helicocentrífugas y hélices. La línea discontinua representa el eje de giro.

La Figura 9.1 muestra el perfil de varios rodetes de bombas centrífugas, helicocentrífugas y hélices, donde los perfiles situados más a la derecha corresponden a valores de velocidad específica superiores, y los situados más a la izquierda a velocidades específicas inferiores. Se han representado los perfiles de modo que el fluido, de acuerdo con el dibujo, entraría al rodete de derecha a izquierda.

En la Figura 9.2 puede apreciarse el perfil de un rodete centrífugo con un valor pequeño de n_q , mientras que en la Figura 9.3 se muestra el perfil de un rodete de hélice. Ambos están colocados en la misma posición (de entrada de flujo de fluido) que la de la figura 9.1, desde la derecha.

El diseño de los álabes también depende de las características del fluido que atraviesa la bomba, y particularmente de su viscosidad. El caso extremo de viscosidad baja correspondería a gases frente a líquidos. Viscosidades bajas implican menores pérdidas por

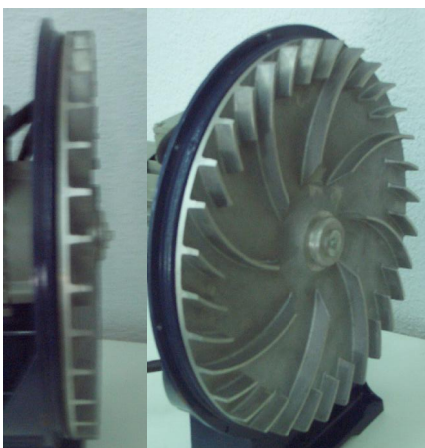


Figura 9.2. Vista lateral y de perfil de un rodete centrífugo.



Figura 9.3. Vista de frente y de perfil (ver Figura 9.1) de un rodete tipo hélice.

rozamiento del fluido a su paso por los álabes del rodete. De este modo, el diseño aerodinámico del perfil de un álabe es tanto más importante cuanto mayor es su viscosidad. También el número de álabes del rodete viene determinado por la viscosidad, ya que más álabes implican mayor superficie de rozamiento. Todos estos factores se consideran a la hora de diseñar el rodete de una bomba rotodinámica. La Figura 9.4 muestra el perfil aerodinámico de un álabe de un rodete tipo hélice, donde se puede ver cómo recuerda al perfil del ala de un avión.

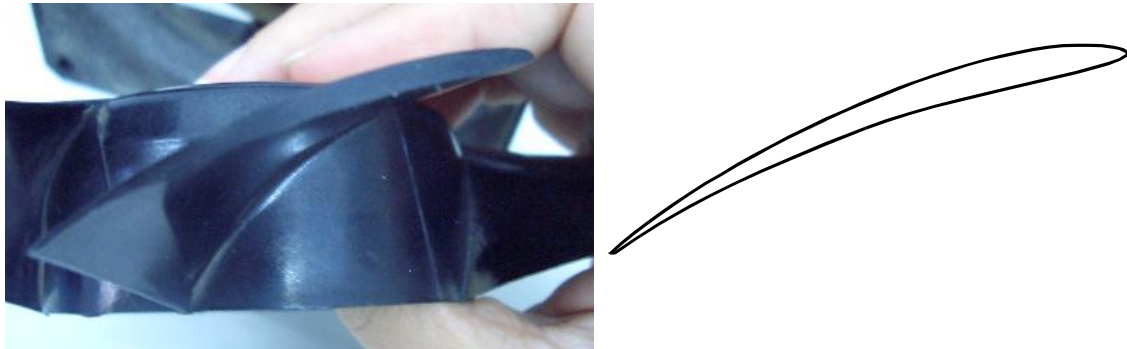


Figura 9.4. Perfil del álabe de un rodete tipo hélice. A la derecha, dibujo de ese mismo perfil.

9.1.2. Sistema Difusor

El sistema difusor tiene como misión transformar la energía cinética del fluido a la salida del rodete en energía de presión, minimizando las pérdidas de energía durante esta transformación. Está constituido por varios elementos: la corona directriz; la caja espiral, cámara espiral o voluta; y el tubo difusor; ordenados en el sentido en el que se los encontraría el fluido desde la salida del rodete hasta la salida de la bomba.

a) Corona directriz

La corona directriz es un elemento similar al rodete, pero con álabes fijos. No todas las bombas lo tienen, sino sólo las de alta calidad. El fluido que sale del rodete, sale con una cierta velocidad absoluta c_2 . El ángulo de salida de esta velocidad absoluta determina el de entrada del álabe de la corona directriz, para evitar choques. Al avanzar el fluido en la corona directriz, aumenta la sección, lo que disminuye el módulo de la velocidad absoluta. Esto implica, de acuerdo con la ecuación de Bernouilli, que se produce un aumento de presión en el fluido:

$$\frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} = \frac{p_3}{\rho \cdot g} + \frac{c_3^2}{2 \cdot g} \quad (9.1)$$

donde se ha definido la salida de la corona directriz como sección 3, y se ha simplificado la expresión considerando que la altura media de las secciones 2 y 3 es la misma, que no hay rozamiento entre los dos puntos, que la velocidad absoluta del fluido a la entrada en la corona directriz es la misma que la de salida del rodete, y que el flujo es turbulento.

Simultáneamente, en la corona directriz se va modificando el ángulo del álabe, de modo que se va orientando a la salida para que en la cámara espiral entre de forma lo más

tangencial posible y no se produzcan choques. La Figura 9.5 muestra un esquema del rodete de una bomba rotodinámica y de su corona directriz.

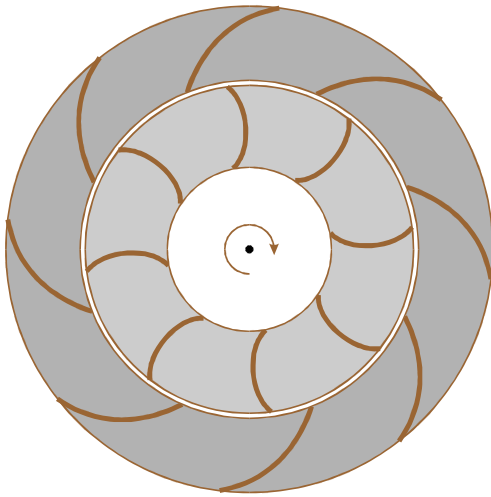


Figura 9.5. Rodete de una bomba rotodinámica, con su corona directriz.

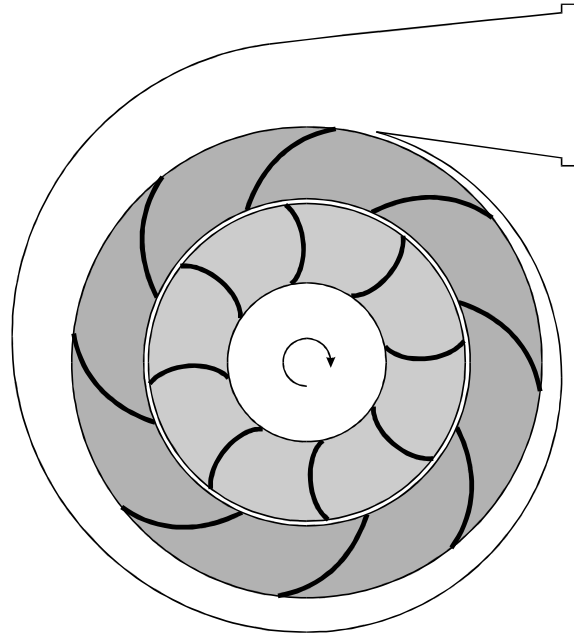


Figura 9.6. Voluta asociada al rodete y a la corona directriz de la Figura 9.5. Se muestra también el tubo difusor.

b) Caja espiral, cámara espiral o voluta

La misión de la voluta es recoger el fluido desde la salida de la corona directriz y conducirlo hacia la sección de salida, con la menor pérdida de energía posible. Su diseño se hace de forma que se produzca un cierto aumento de sección en el sentido de giro del fluido, de forma que continúa transformándose parte de la energía cinética en energía de presión. La Figura 9.6 muestra el rodete y la corona directriz de la Figura 9.5, junto con un esquema de la voluta asociada.

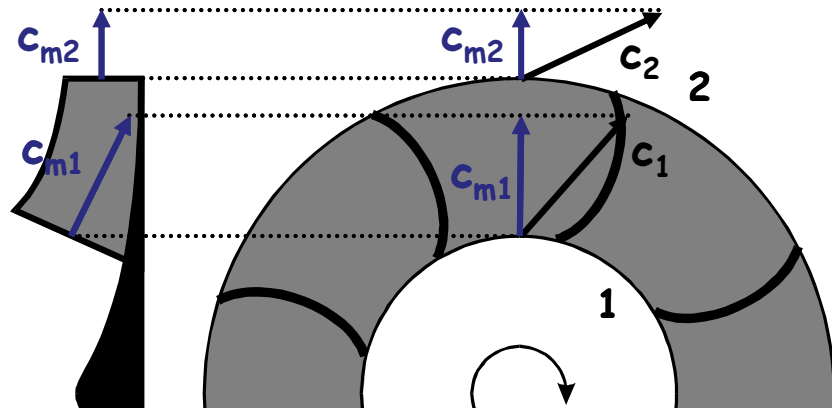
c) Tubo difusor

Es un elemento que tampoco es imprescindible en una bomba rotodinámica. Es el tubo de salida que conecta la voluta con el tubo de impulsión, cuando tiene sección troncocónica, donde se produce un aumento de sección, que transforma parte de la energía cinética en energía de presión. Se muestra en la Figura 9.6 el aspecto de este tubo difusor troncocónico.

9.2. Triángulos de Velocidades en Bombas Rotodinámicas

En este punto, se van a comentar las características particulares de los triángulos de velocidades en bombas rotodinámicas, para introducirlos a continuación en la ecuación de Euler. Para poder generalizar lo comentado aquí a cualquier tipo de bombas rotodinámicas, se va a trabajar con la componente meridional de la velocidad absoluta (suma vectorial de las componentes radial y axial), que es, en cualquier punto, perpendicular a la superficie. Para ilustrar como quedan estas componentes sobre un rodete, se muestran en la Figura 9.7, para una vista frontal y otra perpendicular del rodete.

Figura 9.7. Vistas del rodete, con las componentes meridionales de la velocidad absoluta, perpendiculares a la superficie, en las secciones 1 y 2.



Dado que las componentes meridionales de la velocidad absoluta del fluido son perpendiculares a la sección de flujo, se puede escribir, de acuerdo con la ecuación de continuidad (Tema 2), adaptada a la nomenclatura de la Figura 9.7:

$$Q_r = S_1 \cdot c_{m1} = S_2 \cdot c_{m2} \quad (9.2)$$

donde Q_r representa el caudal de fluido que atraviesa el rodete.

En bombas, la sección 2 suele ser más interesante que la sección 1, de manera que, sustituyendo la sección 2 por las variables de las que depende, se puede escribir:

$$Q_r = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot k \cdot c_{m2} \quad (9.3)$$

donde D_2 es el diámetro medio de la sección de salida, b_2 es la anchura del rodete en la sección de salida, y k representa la fracción de la sección que está libre, es decir, que no ocupada por los álabes. Suele tomar valores cercanos a la unidad, donde $k = 1$ indicaría que los álabes son infinitamente estrechos y no ocupan sección de paso del fluido.

9.2.1. Triángulo de Velocidades de Entrada

En la entrada al rodete, las bombas rotodinámicas se diseñan, en general, para que no se produzca rotación del fluido en el caudal de diseño. Esto implica que: $c_{m1} \approx c_1$, $c_{t1} \approx 0$, y $\alpha_1 \approx 90^\circ$, es decir, la velocidad absoluta del fluido a la entrada del rodete es aproximadamente igual a la componente meridional, con lo que la componente tangencial es prácticamente nula. Esto se muestra de forma esquemática en la Figura 9.8.

Pero una bomba, en la práctica, no tiene por qué trabajar en el caudal de diseño, sino que puede trabajar en un intervalo de caudales alrededor de este valor, siempre que se mantenga relativamente elevado el rendimiento.

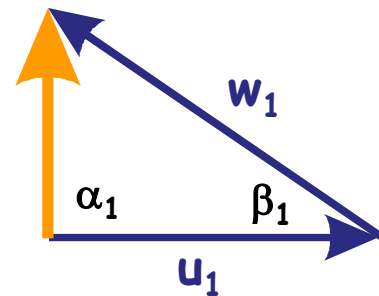


Figura 9.8. Triángulo de velocidades de entrada, en condiciones de diseño, en bombas rotodinámicas.

Puesto que el caudal que atraviesa el rodete, de acuerdo con la ecuación (9.3), es proporcional a c_{m1} , un aumento de caudal implica que, necesariamente, tiene que aumentar el módulo de esta componente. De acuerdo con la Figura 9.8, un aumento en la componente meridional manteniendo $\alpha_1 = 90^\circ$ implica un aumento del valor de β_1 en el triángulo, con relación al de diseño. Pero el de diseño se ha establecido así para evitar que haya choques en la velocidad relativa del fluido a la entrada del álabe ($\beta_1 = \beta_1'$). Por lo tanto, cualquier cambio en β_1 implica un cambio en la dirección del vector w_1 y, así, pérdida de rendimiento por choques.

Si, por otro lado, el valor del ángulo β_1 se mantiene constante e igual a β_1' , entonces un aumento de caudal produce, necesariamente, que el ángulo α_1 cambie y pase a ser mayor de 90° . Esto implica que el fluido entra al rodete con rotación previa.

En la práctica, ocurre algo más parecido a esta segunda situación, ya que es energéticamente más favorable. Según el modelo de bomba, el ángulo β_1' está comprendido entre 15° y 50° .

9.2.2. Triángulo de Velocidades de Salida

En la sección de salida del rodete, la velocidad tangencial del rodete, u_2 , viene fijada por el diámetro D_2 y la velocidad angular ω . Por otro lado, β_2 está fijado por el diseño del álabe, ya que la velocidad relativa del fluido a la salida es tangente al álabe. La Figura 9.9 muestra esta situación. En el caso ideal de que considere que el rodete tiene infinitos álaves, y cada elemento de fluido viene guiado por uno, entonces ocurre que $\beta_2 = \beta_2'$. En la práctica, una bomba tiene un número finito de álaves, por lo que $\beta_2 < \beta_2'$, y se diferencian tanto más cuanto menor es el número de álaves.

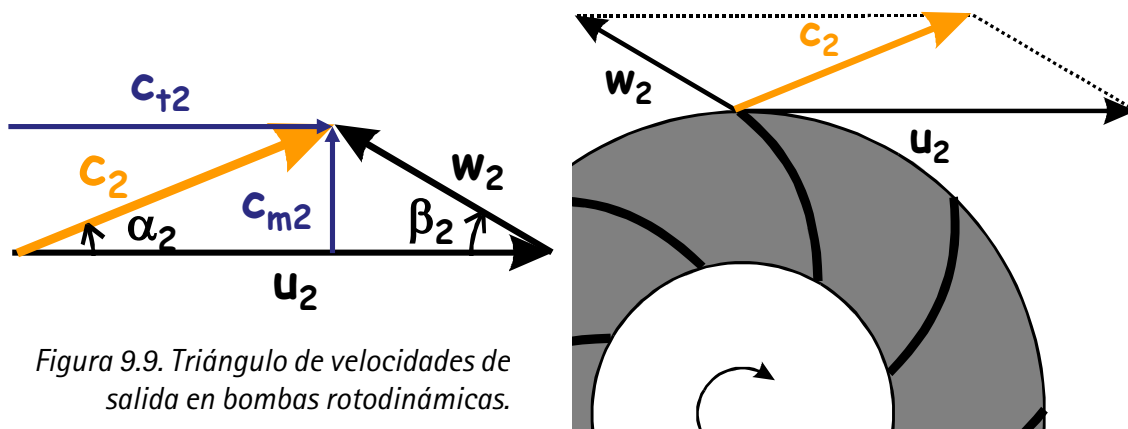


Figura 9.9. Triángulo de velocidades de salida en bombas rotodinámicas.

Como se puede observar en las Figuras 9.2 y 9.3, el ángulo β_2' se mantiene constante en bombas centrífugas, pero varía con la posición en bombas helicentrífugas y en hélices (de ahí el calificativo de alabeado que se da a las láminas torcidas).

Cuando la bomba impulsa un caudal de fluido diferente al de diseño, el triángulo de salida se modifica necesariamente. De nuevo, la ecuación (9.3) establece que el caudal es proporcional a la componente meridional c_{m2} . Aumentar el valor de esta componente manteniendo el valor de β_2 y u_2 implica una disminución de la componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida, c_{t2} , y, junto con ella, una disminución del módulo de c_2 ,

produciendo un aumento en α_2 . Lo contrario ocurre cuando el caudal que impulsa la bomba es inferior al caudal de diseño. Dado que el diseño de la corona directriz (de existir) y de la voluta se hace para las condiciones de diseño, cualquier modificación en el ángulo α_2 originará pérdidas por choques.

9.3. Ecuación de Euler en Bombas Rotodinámicas

De acuerdo con lo comentado con relación a los triángulos de velocidades en el punto anterior, y partiendo de la ecuación de Euler desarrollada para bombas:

$$H_t = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (3.20)$$

se puede escribir, en condiciones de diseño:

$$H_t = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \quad (9.4)$$

dado que, como se ha visto, $\alpha_1 \approx 90^\circ$ o, dicho de otro modo, el momento del fluido a la entrada de la bomba es cero. La ecuación (9.4) representa la ecuación de Euler para bombas rotodinámicas en unidades de altura de fluido.

9.4. Curvas Características de Bombas Rotodinámicas

Las curvas características se refieren a las curvas que indican la variación de una variable característica, H , P_e , etc., comunicada por la bomba al fluido en función de otra variable, típicamente el caudal.

9.4.1. Curva Motriz Teórica

Se llama curva motriz de una bomba rotodinámica a la que relaciona la altura (H) comunicada por la bomba al fluido con el caudal (Q) bombeado. El calificativo de teórica implica que no se están considerando ningún tipo de pérdidas internas, de modo que se toma $H = H_t$. Para ello, se va a partir de la ecuación de Euler, según la ecuación (9.4).

En el triángulo de velocidades de salida, por trigonometría, se puede establecer la siguiente relación:

$$u_2 = c_2 \cdot \cos \alpha_2 + c_{m2} \cdot \cot g \beta_2 \quad (9.5)$$

que, sustituida en la ecuación (9.4) permite escribir:

$$H_t = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot c_{m2} \cdot \cot g \beta_2}{g} \quad (9.6)$$

Pero β_2 sólo se conoce en la situación ideal en que el rodete tuviese infinitos álabes, donde $\beta_2 = \beta_2'$. Sustituyendo en la ecuación (9.6):

$$H_{t,\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot c_{m2} \cdot \cotg \beta_2'}{g} \quad (9.7)$$

donde el subíndice ∞ se refiere a los infinitos álabes ideales correspondientes a ese valor de ángulo supuesto y medible. Pero c_{m2} se puede expresar en función del caudal que atraviesa el rodete de acuerdo con la ecuación (9.3). Si se considera, además, que este caudal coincide con el que proporciona la bomba, se puede escribir:

$$H_{t,\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot Q \cdot \cotg \beta_2'}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot k \cdot g} \quad (9.8)$$

Para una velocidad constante de giro del motor que mueve el rodete, u_2 es constante. Todo el resto de parámetros, son de diseño del rodete, así que no cambian con el caudal. Esto implica que la ecuación (9.8) corresponde a una dependencia lineal de $H_{t,\infty}$ con el caudal bombeado ($H_{t,\infty} = a + b \cdot Q$).

En función del valor de β_2' en la ecuación (9.8), la recta tendrá pendiente positiva, cero o negativa. En la práctica, lo normal es que β_2' esté comprendido entre 20° y 25° , puesto que, siendo pequeño, de acuerdo con la Figura 9.9, el valor de c_2 será menor y, con él, las pérdidas de energía en el paso de energía cinética a energía de presión en el sistema difusor. Únicamente cuando se bombea gases, debido a su baja viscosidad, el ángulo β_2' , en ocasiones, es igual o incluso superior a 90° , en ventiladores de baja presión ($\Delta p \leq 10$ mbar; ver Tema 11).

Si $\beta_2' < 90^\circ$, entonces $\cotg \beta_2' > 0$, y la altura comunicada al fluido disminuye a medida que aumenta el caudal.

En la práctica, el número de álabes es finito. Para cuantificar este efecto en la altura comunicada al fluido, se emplea la ecuación de Pfleiderer, en función de β_2' , el número de álabes, z , y la relación entre el diámetro de entrada y el de salida en el álabe:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 \cdot (1 + \sen \beta_2')}{z \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (9.9)$$

donde μ es un parámetro menor que la unidad, que se emplea para corregir el valor de la altura comunicada al fluido con un número finito de álabes ($H_{t,z}$), de acuerdo con:

$$H_{t,z} = \mu \cdot H_{t,\infty} \quad (9.10)$$

donde también se puede deducir que $H_{t,z}$ muestra una dependencia con el caudal similar a la de $H_{t,\infty}$ ($H_{t,z} = a + b \cdot Q$).

9.4.2. Curva Motriz Real

La curva motriz real se obtiene de restar a la curva motriz teórica las pérdidas. Las pérdidas más importantes son las que se producen por rozamiento y por choques. Las primeras se relacionan con la ecuación (2.7), que podemos reescribir como:

$$H_r = K_r \cdot Q^2 \quad (9.11)$$

donde se emplea H_r en lugar de h_r porque es una notación más habitual en máquinas de fluidos, y K_r es una constante de rozamiento donde estarían incluidos el resto de parámetros, incluido f .

Las pérdidas por choques se relacionan con el alejamiento de las condiciones de diseño, y se pueden escribir como:

$$H_c = K_c \cdot (Q - Q^*)^2 \quad (9.12)$$

donde K_c es una constante de choque, y Q^* el caudal de diseño de la bomba.

La altura real comunicada al fluido vendrá dada entonces por:

$$H = H_{t,z} - H_r - H_c = a + b \cdot Q - K_r \cdot Q^2 - K_c \cdot (Q - Q^*)^2 \quad (9.13)$$

que indica que la altura real comunicada por la bomba al fluido tiene una dependencia cuadrática con el caudal (Q^* es una constante). Se puede, por tanto, escribir la ecuación (9.13), de forma general:

$$H = a + b \cdot Q + c \cdot Q^2 \quad (9.14)$$

En la expresión general de la ecuación (9.14), los parámetros a , b y c se obtienen por ajuste de los valores experimentales. Esta ecuación, en intervalos relativamente estrechos de caudales, se suele simplificar a un ajuste más sencillo, obviando el término correspondiente a Q^2 :

$$H = a + b \cdot Q \quad (9.15)$$

La altura comunicada por la bomba al fluido, de acuerdo con esto, es una parábola frente al caudal, con un máximo (b es negativo), y no una recta como predecía la teórica. Normalmente, esta relación la proporciona el fabricante de la bomba, y si no habrá que determinarla de forma experimental. En la Figura 9.10 se muestra la relación entre las diferentes curvas motrices.

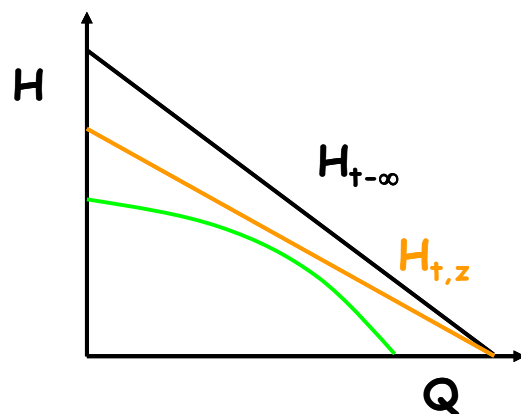


Figura 9.10. Curvas motrices reales y teóricas de bombas rotodinámicas.

9.4.3. Curvas Características de Potencias y Rendimiento

Se suelen representar como curvas características en función del caudal la potencia del flujo comunicada por la bomba al fluido, y la potencia al freno comunicada por el motor de la bomba al eje del rodete, además del rendimiento de la bomba.

a) Potencia del flujo

La potencia comunicada por la bomba al fluido se puede expresar en función de H y de Q de acuerdo con:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = Q \cdot \Delta p \quad (9.16)$$

donde Δp corresponde a la presión comunicada por la bomba al fluido. Si se conoce la curva motriz, la obtención de la curva característica de potencia del flujo es inmediata, pues sólo requiere sustituir en la ecuación (9.16) H en función de Q .

Si no se conoce la curva motriz, será necesario emplear un medidor de caudal, para determinar Q , y un manómetro colocado entre la entrada y la salida de la bomba, para determinar Δp .

b) Potencia al freno

La potencia al freno viene dada por la siguiente expresión:

$$P_e = M \cdot \omega \quad (9.17)$$

Para determinarla, se necesita, adicionalmente al medidor de caudal, un freno dinamométrico, que permite determinar la fuerza al freno y, con la distancia perpendicular al eje, el par motor (M), y un tacómetro, que permite determinar el número de vueltas por unidad de tiempo, a partir del que se puede obtener ω . Esta curva también suele proporcionarla el fabricante.

c) Rendimiento

La curva de rendimiento global de la bomba es fácil de obtener si se dispone de la curva de potencia del flujo y de la curva de potencia al freno, ya que:

$$\eta = \frac{P}{P_e} \quad (9.18)$$

Para expresarlo en función del caudal, se suelen ajustar los datos a una expresión del tipo:

$$\eta = a \cdot Q + b \cdot Q^2 \quad (9.19)$$

La bomba no tiene por qué emplearse en el caudal de diseño, pero su aplicación se limita a un intervalo de caudales alrededor de ese caudal de diseño en el que el

rendimiento se mantenga elevado. La Figura 9.11 muestra una representación genérica de las curvas características de bombas rotodinámicas.

Como se puede observar en la Figura 9.11, las curvas características de rendimiento y de potencia al flujo se anulan a caudal cero. Sin embargo, la potencia al freno no se anula a caudal cero, ya que el rodete sigue girando, aunque no produzca un caudal efectivo (si se encuentra cerrada alguna válvula en la instalación que impida circular al fluido, por ejemplo).

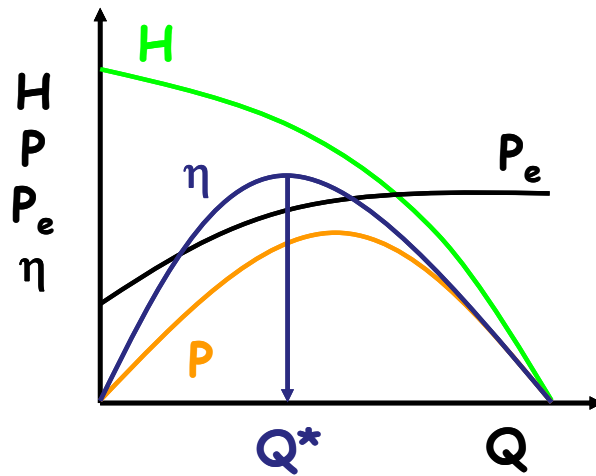


Figura 9.11. Curvas características motriz, de P , de P_e y de ρ , para bombas rotodinámicas.

9.5. Diseño Básico de Bombas Rotodinámicas

Las bombas no se diseñan específicamente, sino que se elige normalmente, entre las disponibles, la que mejor se ajusta a cada aplicación.

Para hacer un diseño preliminar de una bomba rotodinámica, se pueden emplear representaciones gráficas aproximadas como la que se muestra en la Figura 9.12, donde todas las curvas corresponden a relaciones adimensionales. El único factor que no es adimensional en la Figura 9.12 es, como ya se comentó en el Tema 4, el valor de n_q .

Para diseñar una bomba rotodinámica, se debe conocer el caudal de fluido requerido y la altura que la bomba debe comunicar a ese fluido. También se debe conocer la velocidad de giro del rodete, que dependerá del motor acoplado a la bomba. Con esas tres variables, el primer paso es determinar n_q , mediante:

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (4.31)$$

Una vez que se dispone de n_q , ya se puede saber si el tipo de bomba a emplear debe ser centrífuga, helicocentrífuga o una hélice. Se entra en la gráfica de la Figura 9.12, y se leen los parámetros correspondientes en las diferentes curvas. Con todas las variables determinadas, conviene finalmente chequear que el caudal obtenido es correcto, mediante la ecuación (9.3). En la Figura 9.12, D_e se refiere al diámetro del tubo de entrada a la bomba, D_o indica el diámetro máximo del rodete (coincide con D_2 en bombas centrífugas y con D_e en hélices). El resto de los parámetros ya se ha ido definiendo a lo largo del tema.

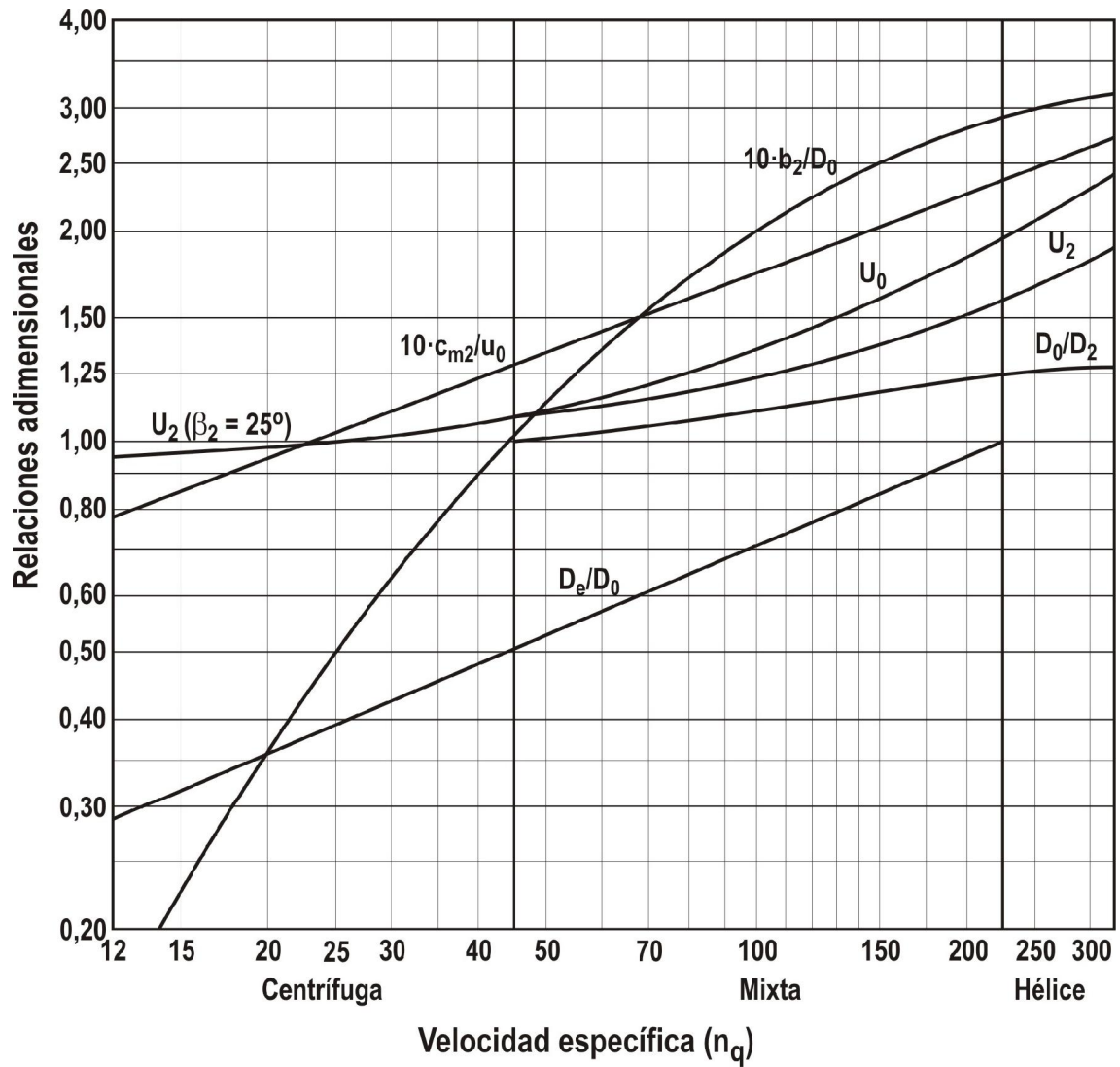


Figura 9.11. Factores de diseño en diseño básico de bombas.