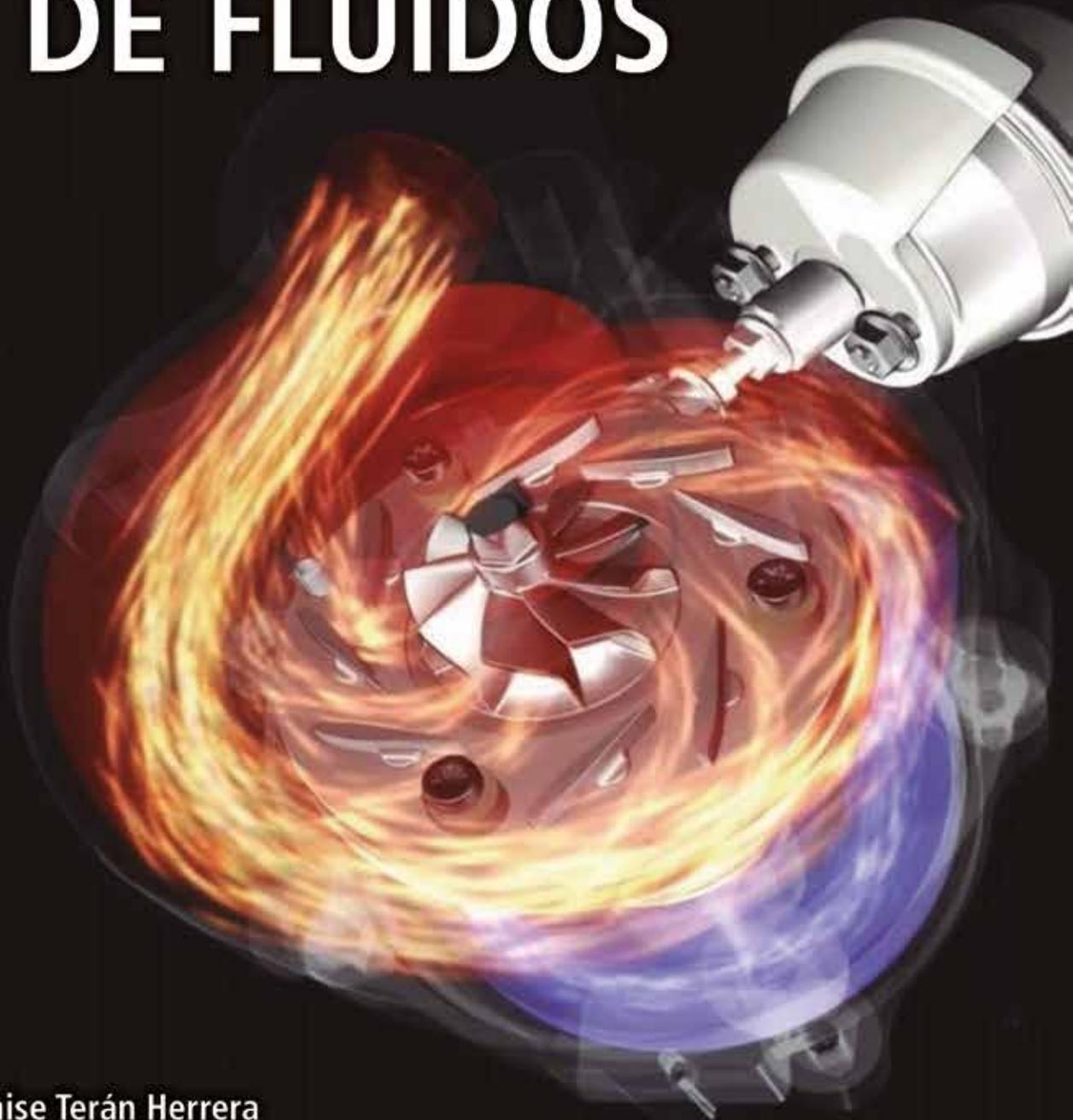


MECÁNICA DE FLUIDOS



Héctor Cochise Terán Herrera
Guido Rafael Torres Muñoz
Oscar Bladimir Arteaga López
Wilson Edmundo Sánchez Ocaña



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Mecánica de fluidos

M.Sc. Héctor Cochise Terán Herrera; MSc. Guido Rafael Torres Muñoz; M.Sc. Oscar Bladimir Arteaga López y M.Sc. Wilson Edmundo Sánchez Ocaña

Primera edición electrónica. Octubre de 2018

ISBN: 978-9942-765-27-7

Revisión científica:

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

CrnI. Ing. Ramiro Pazmiño O.

Rector

Publicación autorizada por:

Comisión Editorial de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Cpvn. Hugo Pérez

Presidente

Edición y producción

David Andrade Aguirre

daa06@yahoo.es

Diseño

Pablo Zavala A.

Derechos reservados. Se prohíbe la reproducción de esta obra por cualquier medio impreso, reprográfico o electrónico.

El contenido, uso de fotografías, gráficos, cuadros, tablas y referencias es de **exclusiva responsabilidad del autor.**

Los derechos de esta edición electrónica son de la **Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE**, para consulta de profesores y estudiantes de la universidad e investigadores en: <http://www.repositorio.espe.edu.ec>.

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Av. General Rumiñahui s/n, Sangolquí, Ecuador.

<http://www.espe.edu.ec>

A large, abstract yellow brushstroke graphic that serves as a background for the title. The strokes are thick and layered, creating a textured, painterly effect.

MECÁNICA DE FLUIDOS

Héctor Cochise Terán Herrera
Guido Rafael Torres Muñoz
Oscar Bladimir Arteaga López
Wilson Edmundo Sánchez Ocaña

Dedicatoria

Bendito Padre, creó al hombre con la sabiduría y el conocimiento.

A mi esposa CARLA y mi hijo ZABDIEL por su apoyo incondicional.

El camino no ha sido fácil, pero la experiencia que ganamos es invaluable.
Gracias por todo este tiempo que los autores trabajando juntos.

Agradecimiento

Gracias por los momentos difíciles, por crecer con tus enseñanzas y lecciones aun cuando se está cansado y agotado, porque significa que tú has hecho un cambio. Te doy gracias por los obstáculos de la vida ya que tú los conviertes los problemas en nuestras bendiciones.

La Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE por abrir las puertas a nuestros conocimientos y servicios.

Prologo

La mecánica de fluidos de acuerdo a varios autores es considerada como un pilar fundamental en la formación de los ingenieros de las ramas técnicas, ya que a través de esta ciencia se engloban varios preceptos relacionados con la transformación del fluido en sus diferentes formas de energía, su impacto en la pequeña y gran industria permite el desarrollo tecnológico en la humanidad.

Bajo estos criterios este libro servirá como un aporte en la formación técnica del estudiante que desee entender los las propiedades, teoremas, flujo, análisis y selección de diferentes tipos de máquinas dinámicas. Además, se consideró la constitución y mantenimiento de las máquinas con una parte esencial del conocimiento.

Su estructura conlleva a un entendimiento sistémico iniciando por los conceptos, enunciados, teoremas y leyes aplicados bajo un raciocinio lógico en diferentes máquinas que utilizan al fluido como fuente de transformación o generación de energía.

Agradecemos a cada una de las familias de los autores y estudiantes que de alguna manera generaron importantes aportes en el desarrollo y estructuración de su contenido.

Los Autores

CAPÍTULO 1

Introducción a la Mecánica de los Fluidos: Hidrostática



Introducción a la Mecánica de los Fluidos.

“La mecánica de los fluidos es la parte de la mecánica que estudia las leyes del comportamiento de los fluidos en equilibrio, hidrostática, y en movimiento, hidrodinámica.” (Pasinato, 2008).

Aplicaciones de la mecánica de los fluidos

Los fluidos desempeñan un interés excepcional en el análisis del agua y el aire: sin el estudio de la primera no se puede dar un paso en la oceanografía, ingeniería naval, canalizaciones y conducciones hidráulicas, estructuras hidráulicas, aprovechamiento de la energía hidráulica, estaciones de bombeo, etc.; sin el estudio del aire es imposible la aeronáutica, meteorología, refrigeración y aire acondicionado, control y transmisión neumática, aire comprimido etc. Otros fluidos importantes son los combustibles (motores térmicos), los lubricantes (rendimiento mecánico de las máquinas), los refrigerantes fluidos, etc.

Aplicaciones de la mecánica de los fluidos.

Ejemplos:

- 1.- Al abrir las llaves de agua de las casas activamos una compleja red hidráulica de tuberías, válvulas y hombres.
- 2.- Al accionar un interruptor de luz manejamos la energía, ya sea de una fuente hidroeléctrica que es operada por el flujo de agua a través de turbinas, o de una fuente de energía térmica extraída del flujo de vapor que pasa por los álabes de una turbina.
- 3.- Al conducir un automóvil, la suspensión que proporcionan los neumáticos, los golpes del camino se reducen por amortiguadores hidráulicos, la gasolina se bombea a través de tuberías y luego se atomiza, y la resistencia del aire crea una fuerza de resistencia al avance, sobre todo el automóvil, y al frenar confiamos en la operación de frenos hidráulicos.

El diseño de todos los medios de transporte, requiere la aplicación de los principios de la mecánica de los fluidos. Dentro de estas se incluyen las aeronaves, tanto para el vuelo subsónico como para el supersónico, vehículos limitantes por reacción, aerodeslizadores, aeronaves de despegue y aterrizaje

vertical que requieren un mínimo de longitud de pista, barcos, submarinos y automóviles.

En los últimos años, los fabricantes de automóviles han prestado mayor atención al diseño aerodinámico. Esto ha ocurrido desde hace algún tiempo en el caso de los diseñadores de autos y botes de carreras. El diseño de los sistemas de propulsión para los vuelos espaciales así como para los cohetes de juguetes está basado en los principios de la mecánica de los fluidos. El colapso del puente "TACOMA" en 1940 es evidencia de las posibles consecuencias de olvidar los principios básicos de la mecánica de los fluidos que fue una dramática acción por parte de las fuerzas aerodinámicas. En este caso, el flameo es una inestabilidad aéreo elástica por la cual al vibrar una estructura absorbe energía del fluido circundante de tal forma que es incapaz de disipar en un ciclo de vibración toda la energía que absorbe. La superficie sustentadora está bajo la acción de la carga inducida por la sustentación.

Una deformación le lleva a un punto donde se reduce la carga total, llevando al ala de nuevo a la posición original restaurando la carga total y entrando por tanto en un ciclo de vibración. Esto lleva a una situación de vibración auto sostenido que puede llegar a desgastar la estructura. Es un efecto bien conocido y en todos los aviones fabricados se trata de asegurar que en ninguna condición de vuelo se esté durante un tiempo prolongado en la llamada velocidad de flameo evitando así una rotura o un desgaste estructural. El flameo puede originar desde un simple zumbido que apenas se nota en cabina hasta una vibración completamente sostenida que hace vibrar todo el avión creando problemas de aeronavegabilidad y posibles roturas.

El flameo es un fenómeno que también puede afectar a otro tipo de estructuras aparte de las alas como por ejemplo puentes. En la actualidad es común efectuar estudios de modelos para determinar los campos de flujos circundantes y las fuerzas aerodinámicas que actúan sobre edificios y estructuras como, por ejemplo: rascacielos, estadios de baseball, chimeneas y centros comerciales. El diseño de todos los tipos de máquinas hidráulicas, incluyendo bombas, ventiladores, sopladores, compresores y turbinas, requieren indudablemente, del conocimiento de los principios básicos de la mecánica de los fluidos.

La lubricación es una de estas aplicaciones. Los sistemas de calefacción y ventilación de los hoteles, los grandes edificios, oficinas y túneles subterráneos,

además del diseño del sistema de tuberías son ejemplos adicionales de las áreas que presentan problemas técnicos y que, por lo tanto, requieren del conocimiento de la mecánica de los fluidos.

El sistema circulatorio del cuerpo es esencialmente un sistema de fluido. No es sorpresa que el diseño de los sustitutos de la sangre, los corazones artificiales, las ayudas respiratorias y otros dispositivos similares deben sustentarse en los principios básicos de la mecánica de los fluidos.

La lista de aplicaciones de los principios de la mecánica de los fluidos podría extenderse considerablemente. La mecánica de los fluidos no es tema que deba ser estudiado por un interés puramente académico dada su importancia tanto en nuestras experiencias cotidianas como en la tecnología moderna.

No se abarcar en detalles los problemas específicos de la mecánica de los fluidos.

Resumen Histórico de la Mecánica de Fluidos.

La Mecánica de Fluidos moderna nace con Prandtl, que en las primeras décadas del siglo actual elaboro la síntesis entre la hidráulica practica y la hidrodinámica teórica.

Cinco matemáticos geniales del siglo XVIII, Bernoulli, Clairaut, D'Alembert, Lagrange y Euler, elaboraron con el naciente cálculo diferencial e integral una síntesis hidrodinámica perfecta; pero no habían obtenido grandes resultados prácticos. Por otra parte, el técnico hidráulico fue desarrollando multitud de fórmulas empíricas y experiencias en la resolución de los problemas que sus construcciones hidráulicas le presentaban, sin preocuparse de buscarles base teórica alguna. El científico, Froude, buscó y halló apoyo experimental a sus teorías, y un técnico, Froude busco una base física a sus experimentos; pero, Prandtl hizo la síntesis de las investigaciones teóricas de los unos y de las experiencias de los otros.

Propiedades de los Fluidos.

Fluido:

“Es aquella sustancia que, debido a su poca cohesión intermolecular, carece de forma propia adopta la forma del recipiente que lo contiene” (Chow, 1994). Una definición más rigurosa de fluido se da en el capítulo 2.2, en que se estudia la viscosidad.

Los fluidos se clasifican en líquidos y gases.

Los líquidos a una presión y temperatura determinadas ocupan un volumen determinado. Introducido el líquido en un recipiente adopta la forma del mismo, pero llenando solo el volumen que le corresponde. Si sobre el líquido reina una presión uniforme, por ejemplo, la atmosférica, el líquido adopta, una superficie libre plana, como la superficie de un lago o la de un cubo de agua.

Los gases a una presión y temperatura determinada tienen también un volumen determinado, pero puestos en libertad se expansionan hasta ocupar el volumen completa del recipiente que lo contiene, y no presentan superficie libre.

En resumen: los sólidos ofrecen gran resistencia al cambio de forma y volumen; los líquidos ofrecen gran resistencia al cambio de volumen, pero no de forma; y los gases ofrecen poca resistencia al cambio de forma y de volumen.

Por tanto, el comportamiento de líquido y gases es análogo en conductos cerrados (tuberías); pero no en conductos abiertos (canales), porque solo los líquidos son capaces de crear una superficie libre.

En general los sólidos y líquidos son poco compresibles y los gases muy compresibles; pero ningún cuerpo (sólido, líquido o gaseoso) es estrictamente incompresible. Sin embargo, aunque el fluido incompresible no existe en la realidad.

Hay innumerables problemas que se resuelven aceptablemente en ingeniería, suponiendo que el fluido es incompresible. Estos problemas se estudian en la mecánica de fluidos incompresibles.

Densidad:

Caracteriza la masa de un sistema fluido y se define como masa por unidad de volumen. La densidad se designa por la letra griega, (ρ). El valor de densidad puede variar ampliamente entre fluidos diferentes, pero para un mismo líquido las variaciones de presión y temperatura tienen, generalmente, un efecto pequeño en el valor de (ρ) (Mott, 2006).

La densidad del agua a los 4°C es 1000 Kg/m³. A diferencia de los líquidos, la densidad de un gas es fuertemente influenciada por la presión y la temperatura. La densidad, por ejemplo, del aire a STP es 1,23 Kg /m³. Así pues:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad ; \quad (Kg/m^3) \quad (1.1)$$

Donde:

m: masa del líquido. (Kg)

v: volumen del líquido. (m³)

Volumen específico: Esta propiedad se define como el volumen por unidad de masa y es por consiguiente el recíproco de la densidad. Esto es:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad ; \quad (m^3/kg) \quad (1.2)$$

Peso específico (γ): Representa la fuerza ejercida por la gravedad terrestre sobre la masa de sustancia contenida en la unidad de volumen de fluido. Se expresa con unidades de fuerza por unidad de volumen, como son los Newton (ó kgf) por metro cúbico (libras/pie cúbico en unidades inglesas).

$$\gamma = \frac{\rho g}{v} \quad ; \quad (kgf/m^3) \quad (1.3)$$

Donde:

La densidad (ρ) y el peso específico (γ) se relacionan según la ecuación:

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad \bullet \quad \gamma = \rho g \quad (1.4)$$

Note que la densidad (ρ) es una cantidad absoluta, debido a que depende de la masa, que es independiente de la posición. En cambio, el peso específico (γ) no es una cantidad absoluta, ya que depende del valor de la aceleración gravitacional (g), la cual varía con la posición, principalmente con la latitud, y elevación por encima del nivel del mar.

Las densidades y los pesos específicos de los fluidos varían con la temperatura

Densidad relativa (δ): Expresa la relación entre el peso específico de un líquido dado con el peso específico del agua a una temperatura estándar de referencia. La temperatura estándar de referencia para el agua a menudo se toma como 4 °C, donde el peso específico del agua, a presión atmosférica, es de 9810 N/m³, por ejemplo, la densidad relativa del mercurio a 4 °C es:

$$\delta Hg = \frac{133 \text{ kN/m}^3}{9.81 \text{ kN/m}^3}$$

$$\delta Hg = 13.6$$

Nota: Ya que la densidad relativa es una relación de pesos específicos, es adimensional y, por supuesto, es independiente del sistema de unidades utilizado.

Viscosidad: Es una propiedad muy importante del líquido real que se manifiesta durante su movimiento. Al moverse una capa de líquido con respecto a otras, entre ellas surgen fuerzas de rozamiento, por lo que las capas que se mueven con mayor velocidad arrastrarán consigo las capas contiguas.

La propiedad de los líquidos de oponer resistencia a las fuerzas tangenciales, que tratan de desplazar unas partículas con respecto a otras se llama viscosidad, o sea, es la propiedad del líquido a oponerse a las fuerzas que provocan el movimiento relativo de sus partículas o al desplazamiento o resbalamiento de sus capas.

Otras definiciones:

1. Es la medida de la resistencia a los esfuerzos tangenciales o rasantes.
2. Es la propiedad inversa a la fluidez de los líquidos con mayor viscosidad (Glicerinas, aceites, lubricantes y otras) tienen menor fluidez y viceversa.

La más importante diferencia entre un sólido como el acero, y un fluido como el agua y el aire, es que el esfuerzo constante de un material sólido generalmente es proporcional a la deformación, y el material dejará de deformarse cuando se alcance el equilibrio, mientras que el esfuerzo constante sobre un fluido viscoso es proporcional a la rapidez en el tiempo de la tensión.

El factor de proporcionalidad para el sólido es el modelo de Young, el factor de proporcionalidad para el fluido viscoso es la viscosidad dinámica. (μ).

De la hipótesis de Newton (1642-1727) sobre las fuerzas de rozamiento entre las capas aisladas de líquido, de acuerdo con la cual la fuerza de rozamiento interior en el líquido no depende de la presión, es proporcional al área de contacto de las capas, la velocidad relativa de movimiento de las capas y depende del género de líquido. Dicha hipótesis fue confirmada matemáticamente por, Petrov en 1883, y llamada ley de rozamiento de Newton:

$$\tau = \mu \left(\frac{dv}{dy} \right) \quad (1.5).$$

Donde:

τ (τ): Esfuerzo cortante o tensión tangencial.

μ (μ): Viscosidad dinámica

$\frac{dv}{dy}$: Es la rapidez de cambio de la tensión con respecto al tiempo, la cual también es denominada gradiente de velocidad.

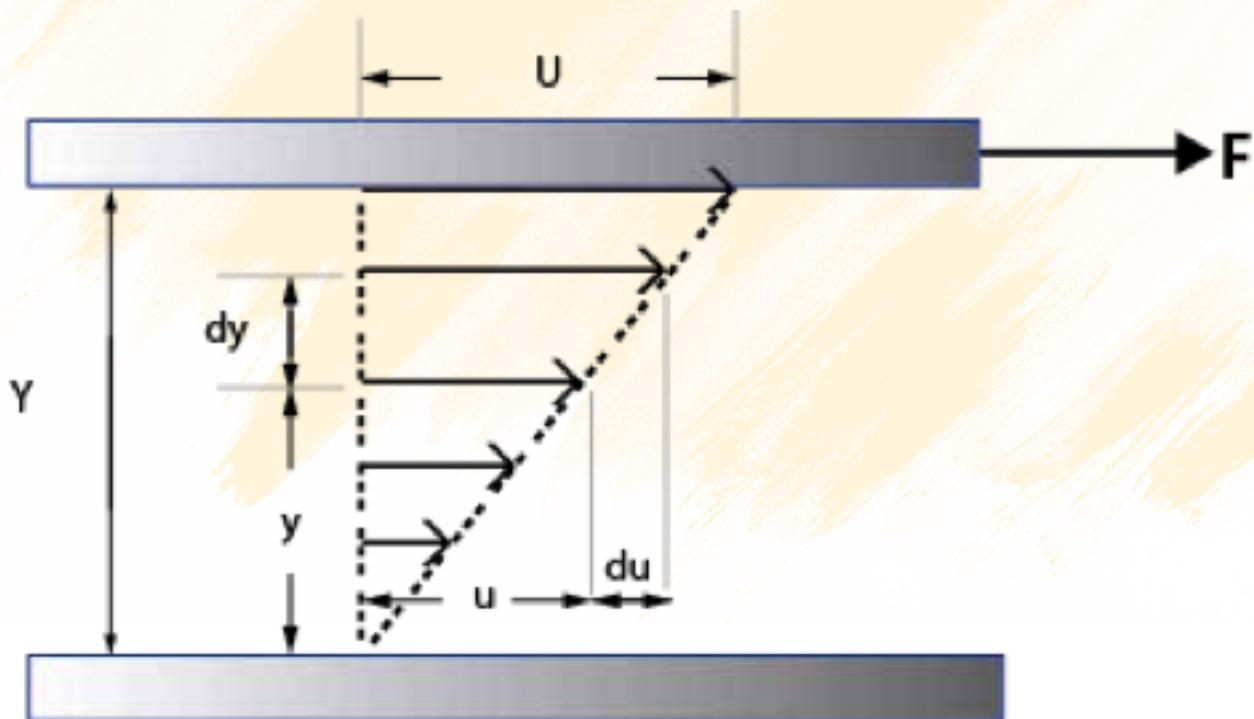


Figura 1. Perfil de velocidades del fluido al ser arrastrado por la placa plana superior

Ilustración: Héctor Terán

Experimentalmente una gran cantidad de fluidos en las condiciones anteriores cumplen la siguiente relación:

$$F \propto \frac{AU}{Y} \quad (1.6)$$

Por semejanza de triángulos en la figura 1, (U/Y) se reemplaza por la gradiente de velocidades du/dy . Introduciendo una constante de proporcionalidad (μ), el esfuerzo cortante (τ) entre dos capas finas de fluido cualesquiera se puede expresar como:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{U}{Y} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1.7)$$

La ecuación anterior se denomina “Ecuación de Viscosidad de Newton”.

El coeficiente de proporcionalidad (μ) se denomina Coeficiente de Viscosidad, viscosidad absoluta, viscosidad dinámica o simplemente viscosidad del fluido.

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (1.8)$$

Unidades de la viscosidad dinámica:

Tabla 1: Unidades de la viscosidad dinámica

S.I.	μ	Ns/ m ² ó Pa · s
C.G.S.	μ	Poise (dina · s / cm ²)

Se sabe que:

1 poise ----- 0,1 Pa.s

1 cpoise ----- 10⁻³ Pa.S

La viscosidad dinámica es la fuerza de rozamiento por unidad de área de las capas adyacentes de líquido para el gradiente de velocidad igual a la unidad. En los cálculos se emplea también ampliamente la viscosidad cinemática (ν).

Viscosidad cinemática: Es la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.9)$$

Unidades de la viscosidad cinemática. (S. I.)

$$\nu \quad - \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\nu \quad - \text{Kg} / \text{m}^3 (\text{N} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4)$$

$$\nu \quad - \text{m}^2 / \text{s}$$

$$1 \text{ stoke} \text{ ----- } 1 \text{ cm}^2 / \text{s}$$

$$1 \text{ st} \text{ ----- } 10^{-4} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$1 \text{ cst} \text{ ----- } 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

Presión

Primera ley, tipos de presión.

La presión es la magnitud física que expresa la fuerza ejercida por un cuerpo sobre la unidad de superficie ($p=F/A$), siendo su unidad en el Sistema Internacional el Pascal (N/m^2) (Cergel, 2006).

La presión suele medirse en atmósferas (atm) la que se define como 101.325 Pa.

$$1 \text{ atm} = 1.013 \text{ bar} = 1.033 \text{ kg/cm}^2 = 10\,332 \text{ kg/m}^2 = 10 =$$

Presión Atmosférica

El valor normal de la presión que ejerce la atmósfera, al nivel del mar sobre todos los objetos inmersos en ella, es de 760 mm Hg (1013 mbar). Producto a que se vive en un gran conducto, rodeados por una vasta capa de aire con una densidad promedio de $1.23 \text{ kg}/\text{m}^3$, cuya fuerza sobre cada metro cuadrado de superficie, es de aproximadamente 100 mil Newton, lo que significa unos 10 mil kgf/m^2

Presión Absoluta

Es la presión de un fluido medido con referencia al vacío perfecto (o cero absolutos). La cual es cero únicamente cuando no existe choque entre las moléculas, lo que indica que la proporción de moléculas en estado gaseoso o

la velocidad molecular es muy pequeña. Este término se creó debido a que la presión atmosférica varía con la altitud y muchas veces los diseños se hacen en otros países a diferentes altitudes sobre el nivel del mar, por lo que un término absoluto unifica criterios.

Presión Manométrica

En los procesos industriales, químicos, mecánicos, de generación de electricidad, investigativos, etc., suelen emplearse reservorios cerrados, sistemas hidráulicos, tuberías, bombas, compresores, turbinas, calderas, etc., donde se manejan presiones excesivas (superiores a la atmosférica) que deben ser controladas, pues de no ser así puede ocasionarse mal funcionamiento de los sistemas, daños, averías o destrucciones de equipos, instalaciones adyacente y poner en peligro al personal que opera las mismas.

Las presiones manométricas son normalmente presiones superiores a la atmosférica, que se miden por medio de un manómetro que marca la diferencia entre la presión desconocida y el atmosférico local. El valor absoluto de la presión puede obtenerse adicionando el valor real de la presión atmosférica a la lectura del manómetro

(Presión Absoluta = Presión Manométrica + Presión Atmosférica).

Medida de la Presión. Manómetros

La mayoría de los medidores de presión, o manómetros, miden la diferencia entre la presión de un fluido y la presión atmosférica local. Para pequeñas diferencias de presión se emplea un manómetro que consiste en un tubo en forma de U, con un extremo conectado al recipiente que contiene el fluido y el otro extremo abierto a la atmósfera. El líquido manométrico puede ser agua, aceite o mercurio, y la diferencia entre los niveles del líquido en ambas ramas indica la diferencia entre la presión del recipiente y la presión atmosférica local. En los procesos de ingeniería donde se trabaja con diferencias mayores de presión se utiliza normalmente el manómetro mecánico o de Bourdon, en honor al inventor francés Eugène Bourdon. Este manómetro está formado por un tubo hueco de sección ovalada curvado en forma de gancho. Los manómetros empleados para registrar fluctuaciones rápidas de presión suelen utilizar sensores piezoeléctricos o electrostáticos que proporcionan una respuesta instantánea.

A continuación se detalla los diferentes tipos de manómetros de uso común:

Tubo Piezométrico

Denominado también como piezómetro es un tubo transparente, de cristal o plástico, recto o con un codo, cuyo diámetro no debe ser superior a 5 mm, para evitar las correcciones por menisco (capilaridad). Este tubo se conecta al punto en que se quiere medir la presión, practicando cuidadosamente en la pared del recipiente o tubería un orificio, llamado orificio piezométrico.

Este orificio, para líquidos en reposo, no requiere un cuidado especial, pero para fluidos en movimiento hay que tomar una serie de precauciones para evitar se produzcan perturbaciones que transformarían parte de la energía de presión, en energía dinámica, falseándose así la medida; el tubo ha de terminar perpendicular a la corriente.

Si la toma manométrica se practica en una tubería grande, es preferible una forma anular que permita la obtención de la altura piezométrica media con mayor precisión, Figura. 2.

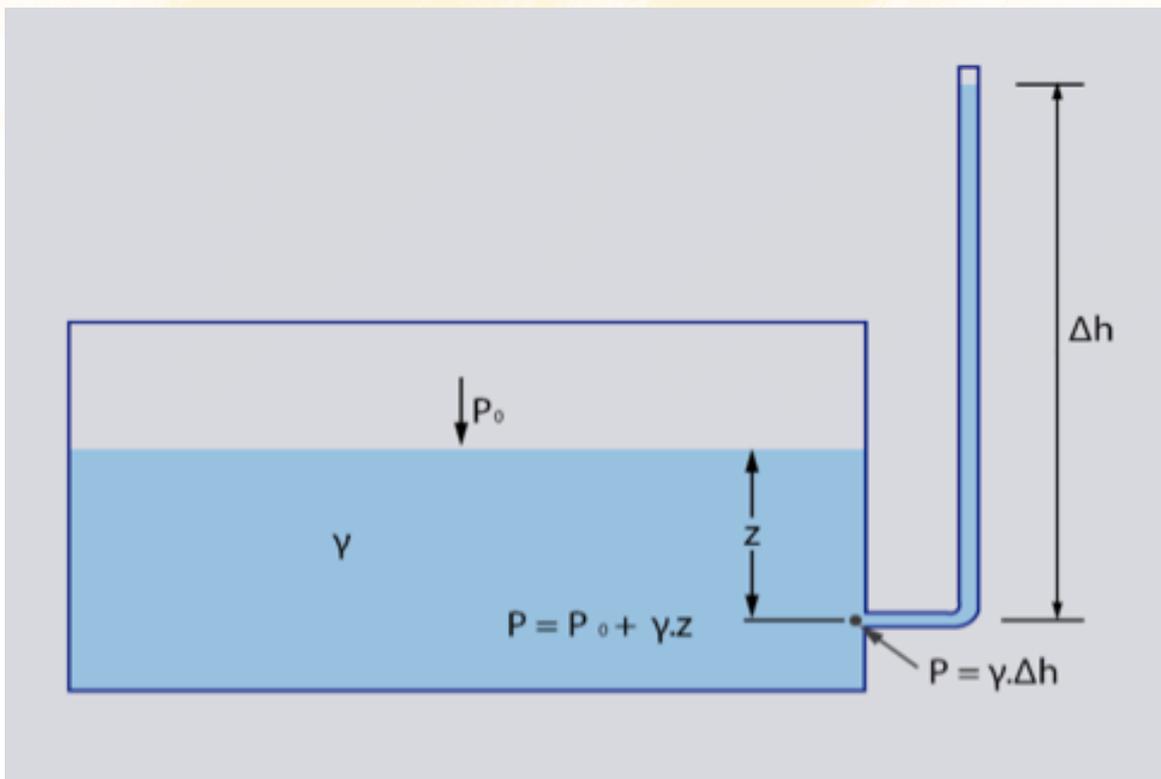


Figura 2 Piezómetro.
Ilustración: Héctor Terán

Su principal desventaja es que no se puede emplear para medir grandes presiones, pues el líquido se derramaría por la parte superior del tubo, libre a la atmósfera.

Manómetro Diferencial

Se emplean para medir la diferencia de presiones entre dos puntos. Para el caso que se muestra en la figura, la diferencia entre los puntos P1 y P2 se calcula según la siguiente expresión:

$$p_1 = p_2 - \gamma'(h_0 + \Delta h) + \gamma_{Hg} \Delta h + \gamma' h_0 \quad (1.10)$$

$$p_1 = p_2 + \gamma_{Hg} \Delta h - \gamma' \Delta h$$

$$p_1 = p_2 + \Delta h(\gamma_{Hg} - \gamma')$$

$$p_1 - p_2 = \Delta h(\gamma_{Hg} - \gamma')$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma'} = \Delta h \left(\frac{\gamma_{Hg}}{\gamma'} - 1 \right) \quad (1.11)$$

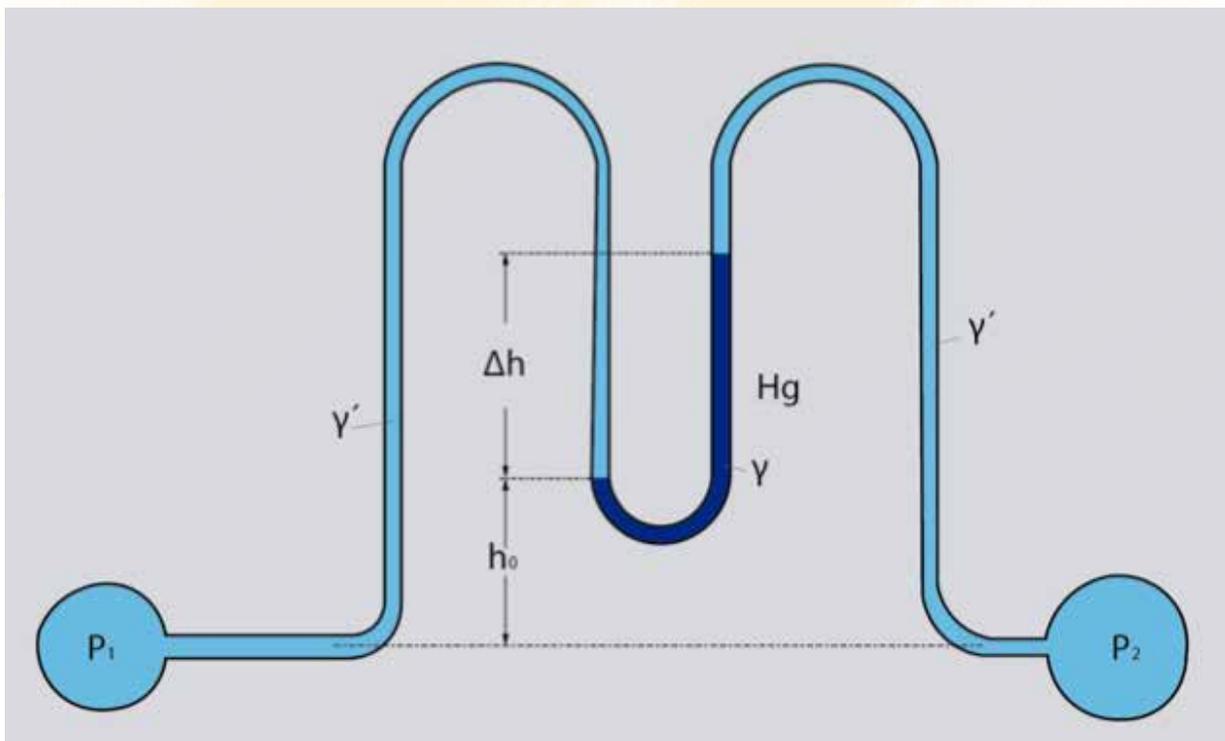


Figura 3 Manómetro Diferencial.
Ilustración: Héctor Terán

Manómetro en U

Consiste en un tubo de cristal, uno de cuyos extremos se instala al punto donde se desea medir la presión y el otro extremo queda expuesto a la atmósfera. Dentro se emplea un líquido manométrico que puede ser, por ejemplo, mercurio. Para el caso que se muestra en la figura, la expresión a emplear puede ser:

$$p_a - \gamma_{\text{agua}} l \quad \text{o} \quad p_a = p_{\text{atm}} + \gamma_{\text{Hg}} \Delta h - \gamma_{\text{agua}} l \quad (1.12)$$

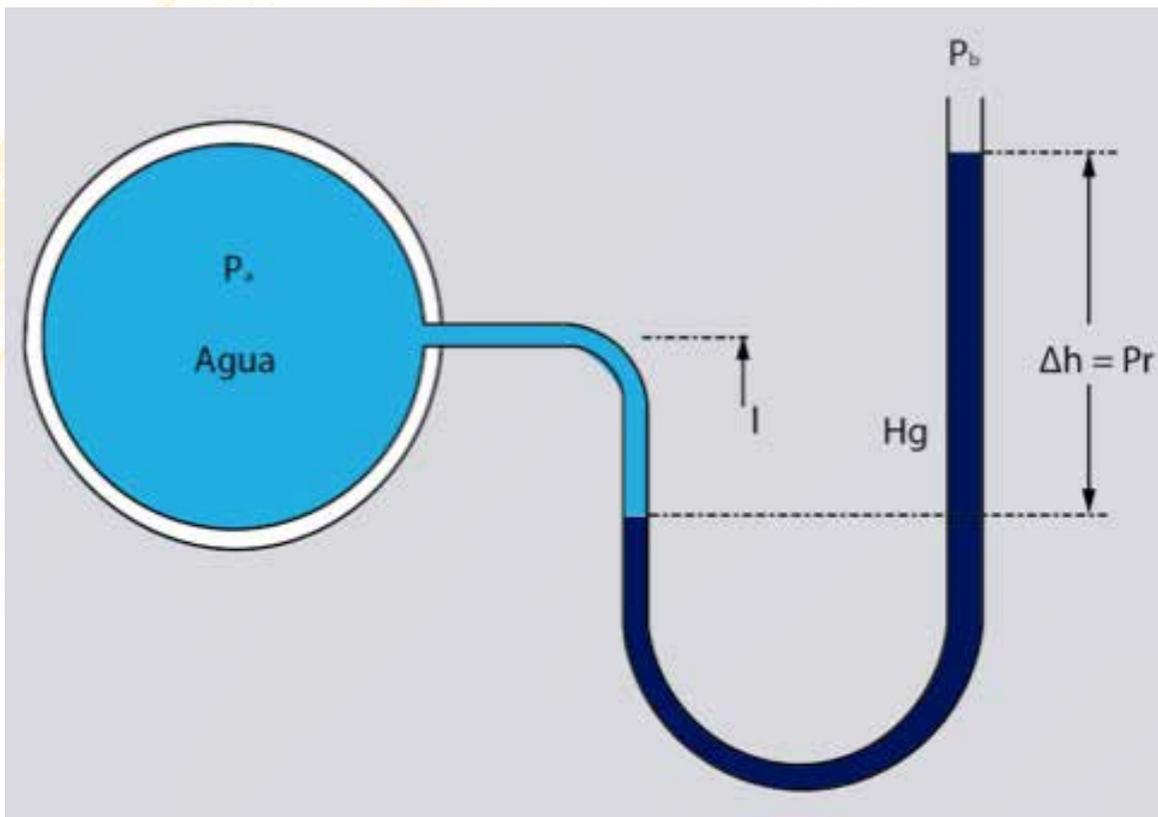


Figura 4 Manómetro en U.
Ilustración: Héctor Terán

Micromanómetro de Tubo Inclinado

Se utiliza para medir con precisión pequeñas presiones en gases, y aunque el fluido manométrico sea alcohol, suele estar graduado en mm de columna de agua. La ventaja de este manómetro es la amplificación que se obtiene de la lectura l , al dividir Dh por $\sin \alpha$. Figura 5.

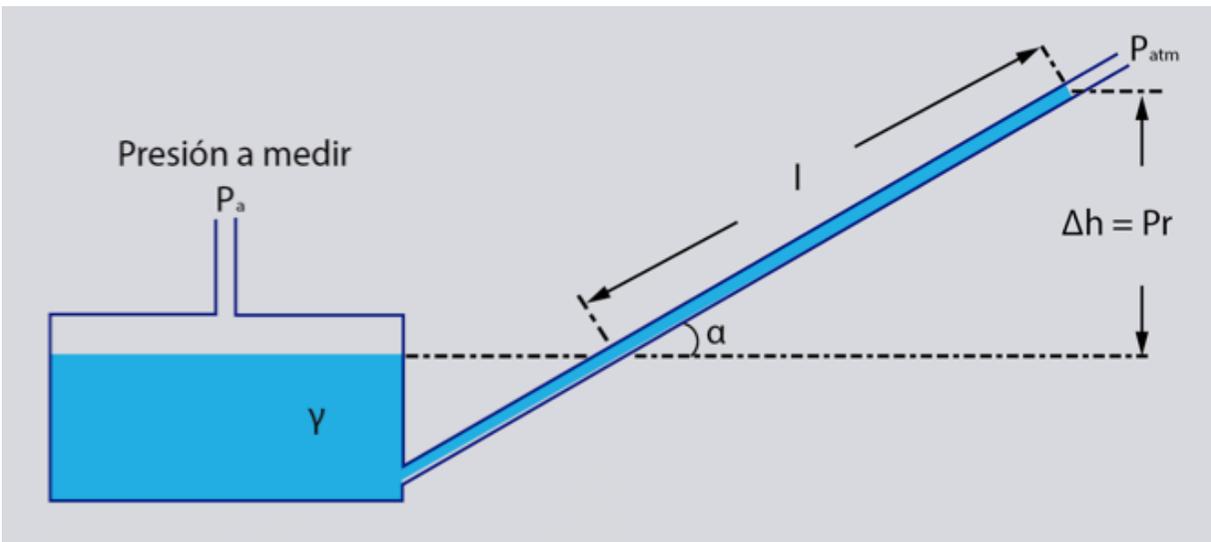


Figura 5 Manómetro de tubo inclinado.
Ilustración: Héctor Terán

$$l \operatorname{sen}(\alpha) = \Delta h$$

$$l = \frac{\Delta h}{\operatorname{sen}(\alpha)} \quad (1.13)$$

$$p_a = p_{atm} + \gamma \Delta h \quad (1.14)$$

$$p_r = \gamma \Delta h = \gamma l \operatorname{sen}(\alpha)$$

Propiedades de la Presión Hidrostática.

La presión hidrostática, en la superficie exterior del líquido, está siempre dirigida según la normal al interior del volumen del líquido que se examina, o sea, está dirigida por el normal interior a la superficie que lo delimita.

Si se tiene un líquido en reposo:

¿La presión P_0 será la misma en 1, 2 y 3?

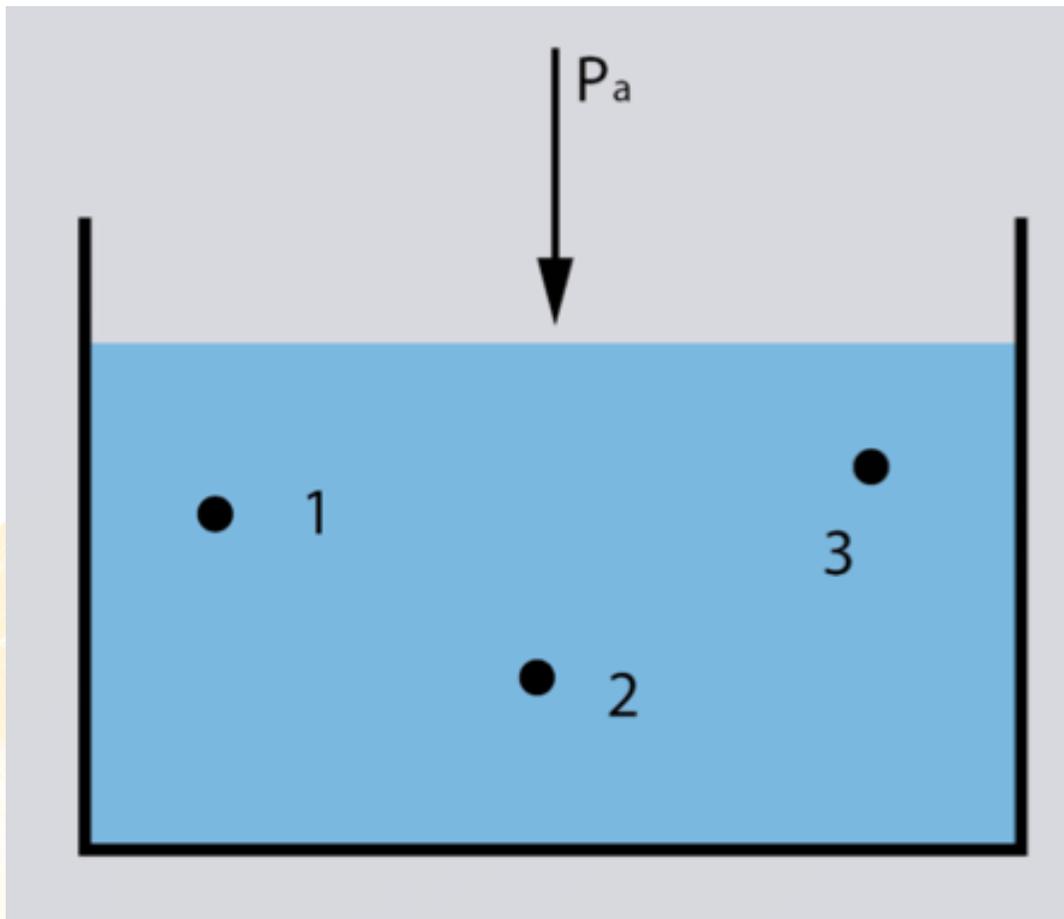


Figura 6 Presión Hidrostática.
Ilustración: Héctor Terán

La presión hidrostática en cualquier punto interior del líquido, es igual en todas las direcciones, es decir, la presión no depende del ángulo de inclinación de la superficie, sobre la que actúa en dicho punto.

Ecuación Fundamental de la Hidrostática.

Esta ecuación permite hallar el valor de la presión hidrostática, en cualquier punto del volumen examinado del líquido en reposo.

Para deducir esta ecuación, se examina el caso principal del equilibrio del líquido, cuando de todas las fuerzas de masa sobre el líquido, actúa solamente la gravedad.

Supongamos que el líquido se halla en un recipiente:

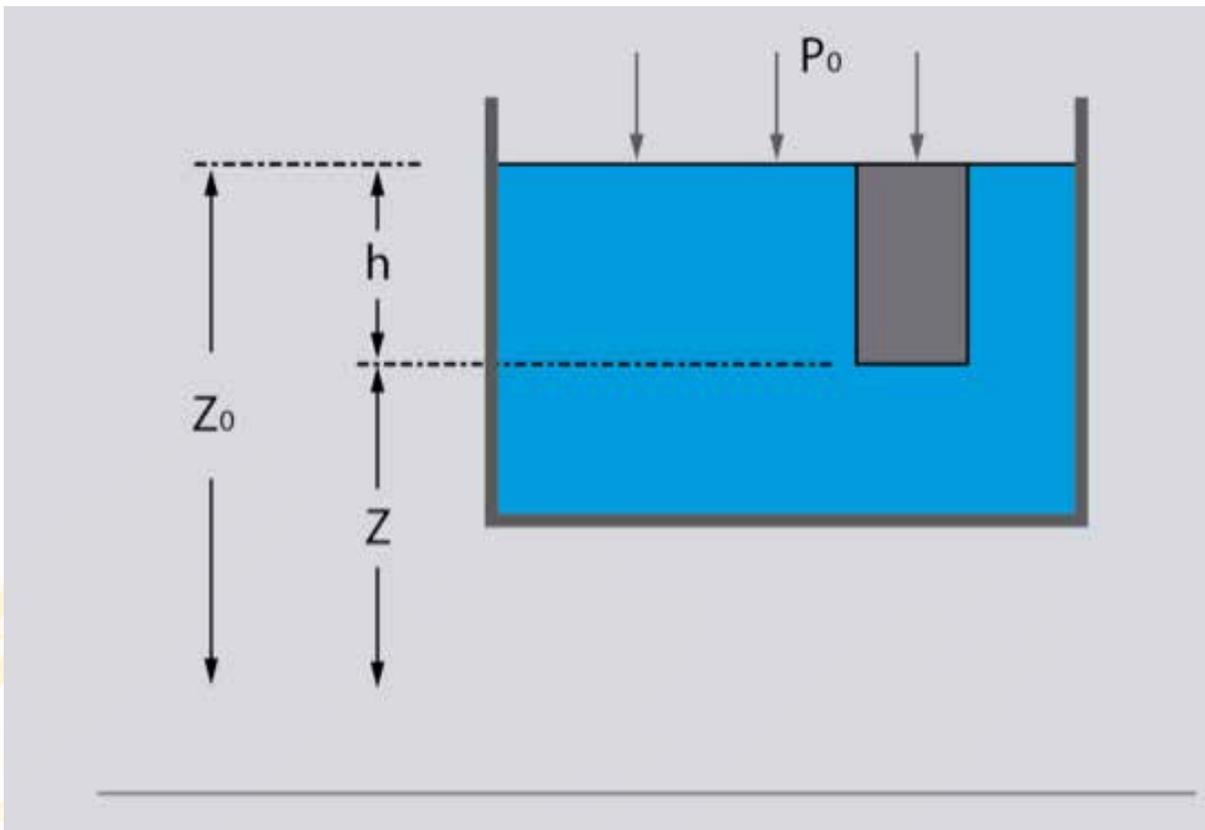


Figura 7 Líquido, Presión Hidrostática.
Ilustración: Héctor Terán

La superficie libre del líquido, en este caso, es un plano horizontal:

Sobre la superficie libre, actúa la presión P_0 .

Hallemos el valor de la presión hidrostática P en un punto M , elegido a voluntad, situado a la profundidad h .

- En el punto M , como centro, una superficie horizontal ds y construyamos sobre ésta un volumen cilíndrico vertical de altura h .
- Existirá una presión del líquido, ejercida sobre la base inferior del cilindro, según la normal, al interior del volumen, es decir, hacia arriba.

Planteando un balance de fuerzas que actúan en sentido vertical, sobre el volumen que se examina, tendremos:

$$P ds - P_0 ds - \rho h ds = 0 \tag{1.15}$$

Donde:

$\rho \cdot h \cdot ds$ Peso del líquido en el volumen indicado.

Dividiendo por ds cada término y despejando P , tendremos:

$$P = P_0 + h \cdot \gamma \quad (1.16)$$

Donde:

P_0 : Presión que actúa en la superficie superior del líquido.

$\gamma \cdot h$: Peso de las capas del líquido, que se encuentran por encima del punto, donde estamos midiendo la presión.

P : Presión hidrostática en el punto M . (TOTAL).

La ecuación (16) obtenida, se llama Ecuación Fundamental de la Hidrostática, con la cual se puede hallar el valor de la presión hidrostática en cualquier punto del volumen examinado del líquido.

Tomando en consideración la segunda propiedad de la presión hidrostática, la magnitud P_0 es igual para todos los puntos del volumen del líquido, por lo que podemos decir que la presión aplicada a la superficie exterior del líquido, se transmite a todos los puntos del mismo y uniformemente en todas las direcciones. (Principio de Pascal).

En la ecuación:

$$P = P_0 + H \gamma \quad (1.17)$$

Donde:

P_0 - Constante.

γ - Constante.

- La presión del líquido crece al aumentar la profundidad, según la ley de la recta.
- A una misma profundidad la presión se mantiene constante.
- La superficie en la cual la presión hidrostática es la misma en todos sus puntos, se denomina superficie de nivel, equipotencial o de igual presión.
- La superficie del líquido en el límite con el medio gaseoso (aire), se llama superficie libre. Sobre la superficie libre del líquido actúa la presión exterior, que es igual en todos los puntos de ellas, siendo un caso particular de superficie de igual presión.

Considerando una altura cualquiera un plano horizontal de comparación y construyamos verticalmente sobre él las coordenadas Z.

Z - Coordenada del punto M.

Z₀ - Distancia desde la superficie libre hasta el nivel de referencia.

De donde:
$$h = Z_0 - Z \quad (a)$$

Sustituyendo (a) en (16), dividiendo por (γ) y haciendo arreglos se obtiene que:

$$Z + \frac{P}{\gamma} = Z_0 + \frac{P_0}{\gamma} \quad (1.18)$$

Como el punto M está elegido a voluntad, se puede afirmar que para todo el volumen del líquido en reposo:

$$Z + \frac{P}{\gamma} = \text{Constante} \quad (1.19)$$

Donde:

Z - Altura de nivelación.

P/γ - Altura piezométrica.

Z + P/γ - Altura hidrostática.

Para cada punto del líquido en reposo, la suma de la altura de nivelación y de la altura piezométrica es una magnitud constante, o sea, la altura hidrostática es una magnitud constante para todo el volumen del líquido en reposo.

Los miembros de la Ecuación Fundamental de la Hidrostática, tienen determinado sentido energético.

Por ejemplo, haciendo un análisis dimensional del miembro P/γ de la ecuación (1.19):

$$\left[\frac{P}{\gamma} \right] = \left[\frac{(N/m^2)}{N/m^3} \right] = \left[\frac{N \cdot m}{N} \right] = \left[\frac{J}{N} \right] = [m]$$

Por tanto la expresión P/ρ caracteriza la energía específica, o sea, la energía por la unidad de peso del líquido.

La altura de nivelación Z denominada también altura geométrica, caracteriza la energía potencial específica de la posición del punto dado respecto al plano elegido de referencia, mientras que la altura estática corresponde a la energía potencial específica de presión, en este punto. La suma de las energías indicadas, es igual a la energía potencial total por unidad de peso del líquido.

Por consiguiente, la ecuación fundamental de la hidrostática representa un caso especial del principio de conservación de la energía. La energía potencial específica en todos los puntos del líquido en reposo o una magnitud constante.

Dentro de los líquidos en reposo, solamente es posible una forma de tensión, la de compresión, es decir, la presión hidrostática, de la que se derivan las siguientes propiedades:

En un fluido en reposo, la presión en un punto cualquiera es normal a la superficie sobre la cual se ejerce. De ser incierto esto, entonces la fuerza F , debería aparecer con una dirección cualquiera como se muestra en la figura; descomponiendo F en sus dos componentes, F_1 paralela a la superficie y F_2 normal, de existir F_1 , provocaría que las capas de fluido se deslizaran unas sobre otras, (fuerzas de viscosidad), en contra del principio de que en Hidrostática la viscosidad es nula. Por tanto, $F_1 = 0$, quedando que $F = F_2$ que es una fuerza normal a dicha superficie.

De aquí que la fuerza por unidad de superficie (presión) que el fluido ejerce contra las paredes de un recipiente, cualquiera sea su forma, es perpendicular a la pared en cada uno de sus puntos. Esto es un principio que tiene aplicaciones muy importantes en hidráulica.

En un fluido en reposo, la presión en un punto cualquiera es la misma sobre todo elemento de superficie, es decir, la presión no depende del ángulo de inclinación de la superficie sobre la que actúa.

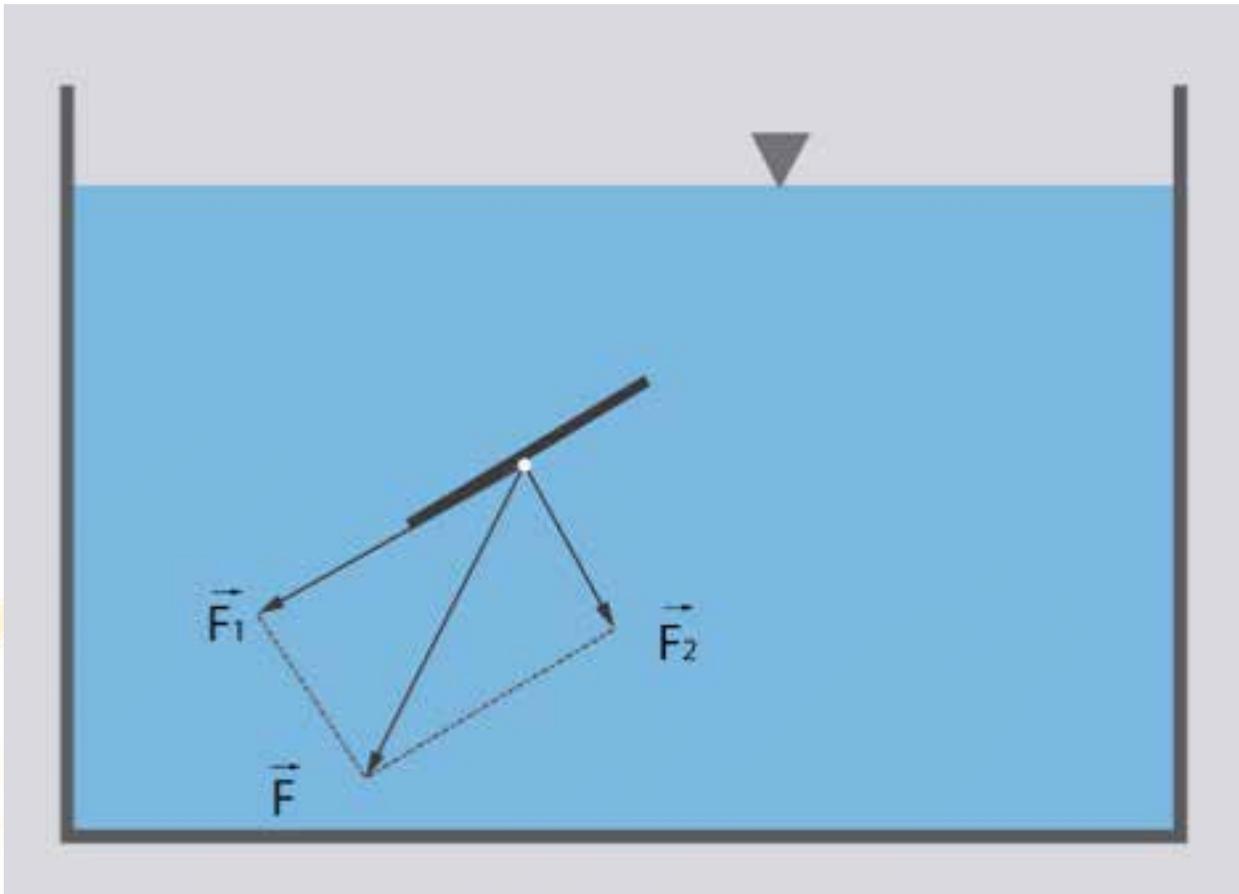


Figura 8 Presión en un fluido confinado.
Ilustración: Héctor Terán

Principio de Pascal

Si sobre la porción plana de la superficie libre de un líquido, se ejerce una cierta presión, esta se transmite íntegra y por igual en todas direcciones. En efecto, supongamos los puntos de la masa de un líquido A y B, para los que se cumple:

$$p_B - p_A = \gamma h \quad (1.20)$$

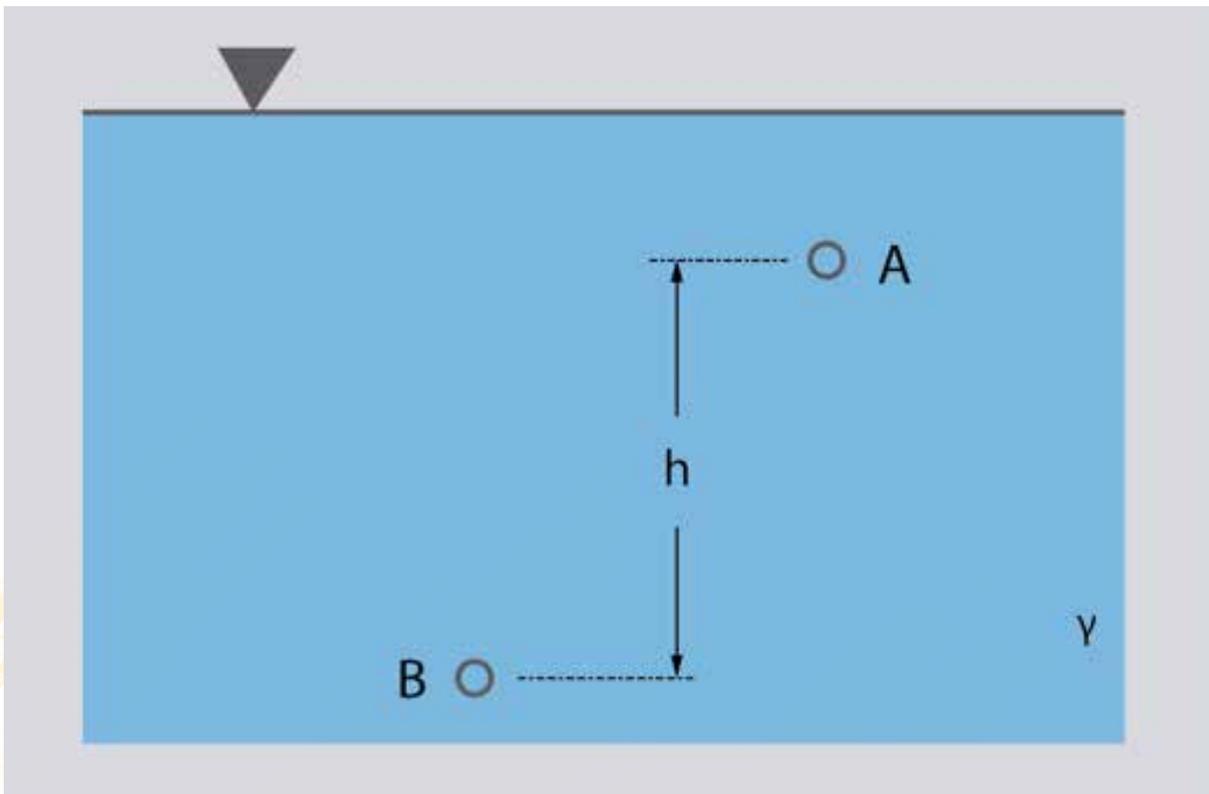


Figura 9 Principio de Pascal.
Ilustración: Héctor Terán

A su vez, los puntos A y B habrán experimentado cambios en su presión, de forma que ésta se incrementa en Δp_B y Δp_A ; así se tiene:

$$(p_B - \Delta p_B) - (p_A - \Delta p_A) = \gamma h \quad (1.21)$$

$$p_B - p_A + \Delta p_B - \Delta p_A = \gamma h$$

$$\gamma h + \Delta p_B - \Delta p_A = \gamma h \quad (1.21)$$

$$\Delta p_B = \Delta p_A$$

y por lo tanto, si la presión de un punto A se incrementa en un cierto valor, la presión de otro punto B quedará asimismo incrementada en el mismo valor.

En una prensa hidráulica, Figura 10, se cumple:

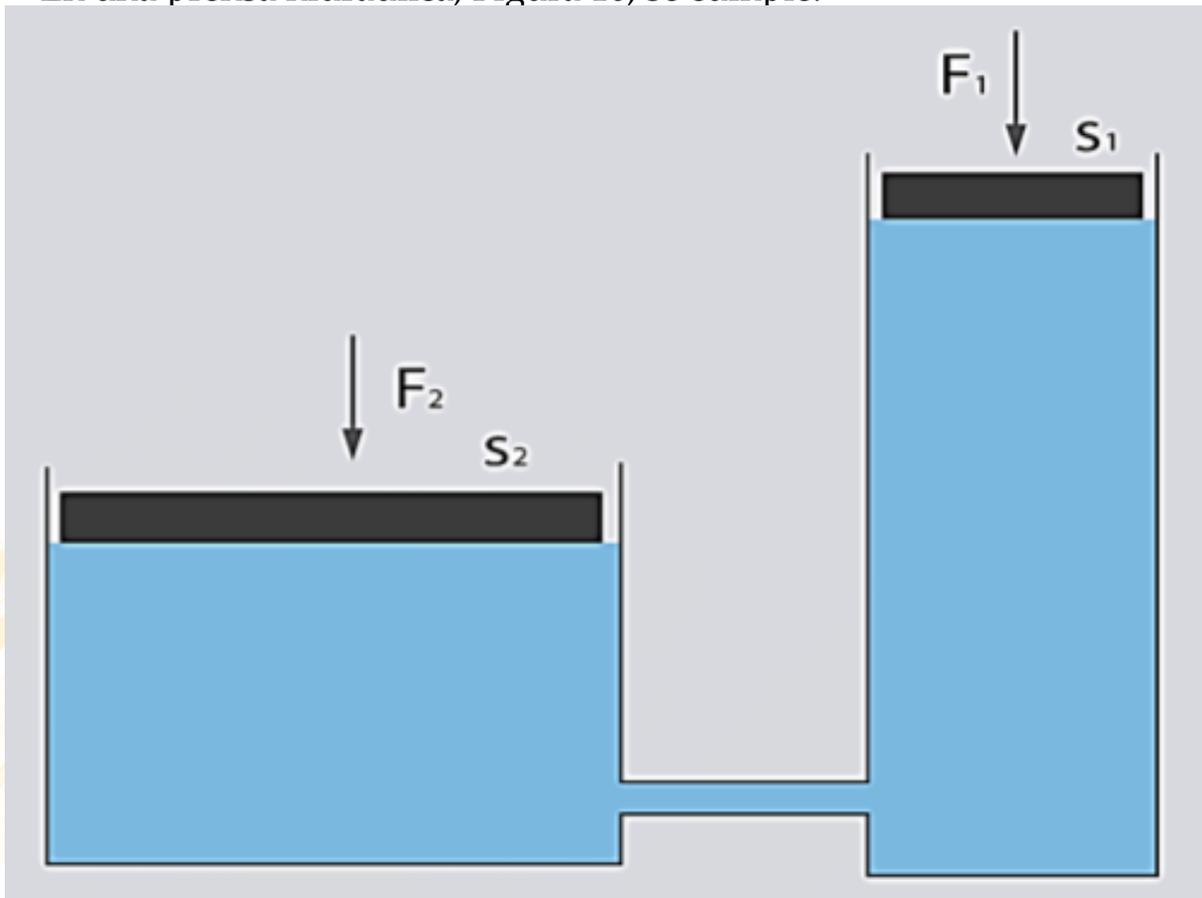


Figura 10 Prensa hidráulica.
Ilustración: Héctor Terán

$$p_1 = \frac{F_1}{s_1} \quad ; \quad p_2 = \frac{F_2}{s_2} \quad (1.22)$$

Y como:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2$$

Resulta:

$$\frac{F_1}{s_1} = \frac{F_2}{s_2} \quad (1.23)$$

Que es la relación existente entre las fuerzas aplicadas y las secciones de los émbolos correspondientes.

CAPÍTULO 2

Hidrodinámica



Líneas de Corriente y Patrones de Flujo

Patrón de Flujo:

Líneas a lo largo del campo de flujo indica la velocidad y la dirección del flujo.

Líneas de Corriente:

Se definen como aquellas líneas del campo de flujo trazadas de tal manera que el vector velocidad del fluido en todos y cada uno de los puntos de la línea es tangente a la misma en cada instante.

Regímenes de Flujo.

Flujo Uniforme:

La velocidad no cambia de un punto a otro de una línea de corriente, por lo que las líneas de corriente que describen este flujo deben ser rectas y paralelas (Irving, 1994).

$$\frac{\partial V}{\partial s} = 0 \quad (2.1)$$

Donde:

V: velocidad total de un punto dado de una línea de corriente

s: distancia a lo largo de una línea de corriente.

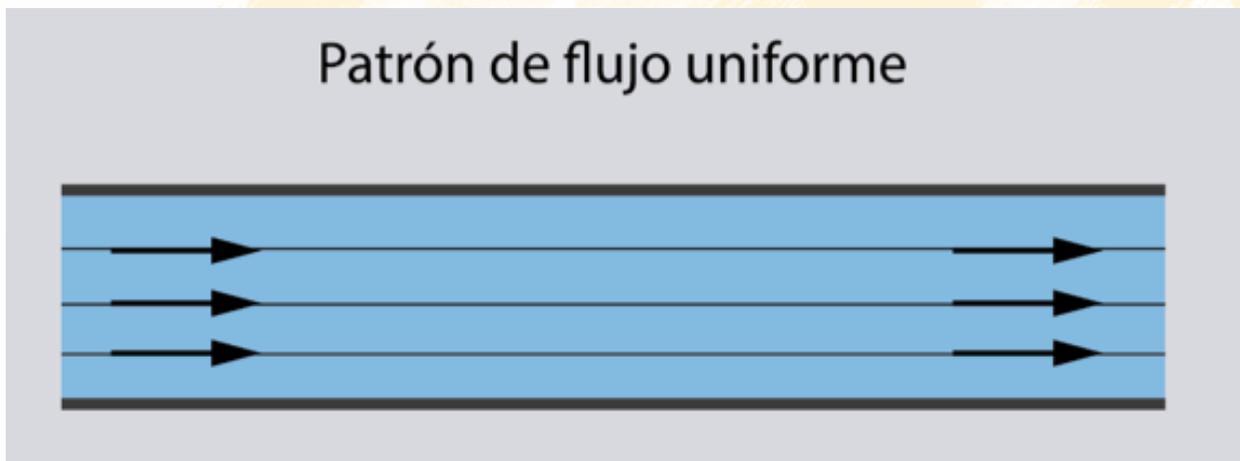


Figura 1 . Patrón de flujo uniforme.
Ilustración: Héctor Terán

Flujo No Uniforme:

La velocidad cambia de un punto a otro de la línea de corriente, y por tanto, el patrón de flujo está constituido por líneas de corriente que se curvan en el espacio o se hacen convergentes o divergentes.

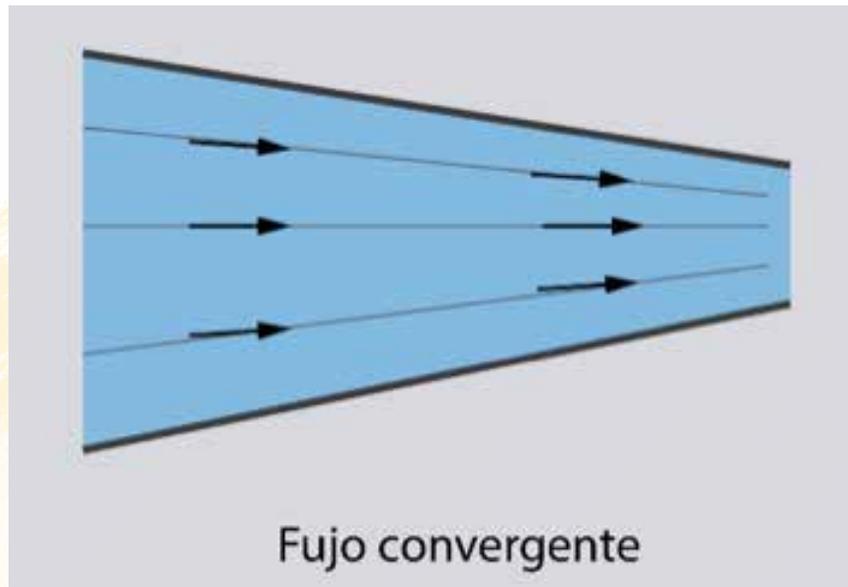


Figura 12 Flujo convergente
Ilustración: Héctor Terán

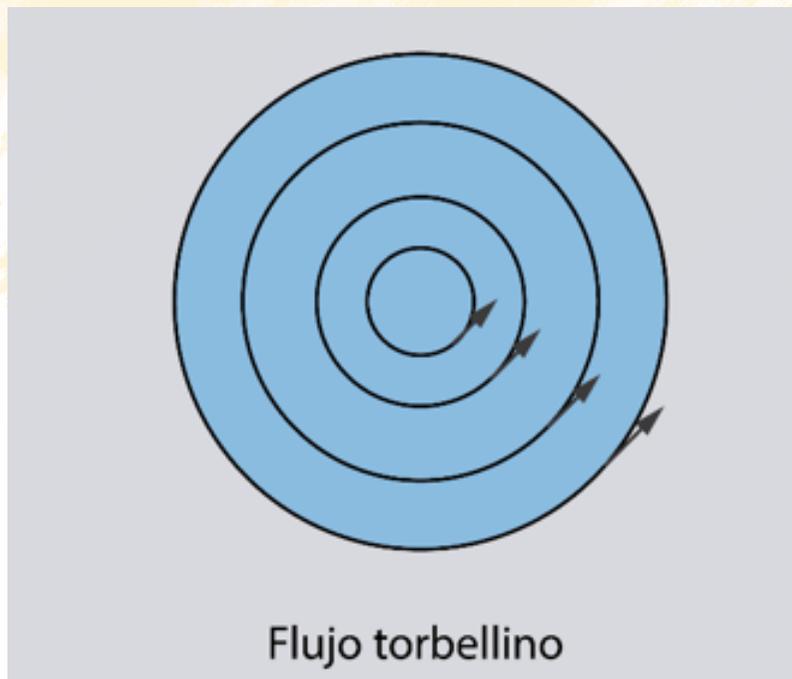


Figura 13 Flujo Torbellino
Ilustración: Héctor Terán

Flujo Estacionario:

Si en cualquier punto dado la velocidad no varía, ni en magnitud ni en dirección, al pasar el tiempo.

$$\frac{\partial V}{\partial t} = 0 \quad (2.2)$$

Donde:

V: corresponde a la velocidad en un punto dado del campo de flujo

Flujo Turbulento:

Se caracteriza por la acción de mezclado en todo el campo. Este mezclado se debe a los remolinos o torbellinos de tamaño variable que se forman en el fluido.

- a) **Primer efecto:** Los torbellinos hacen que el flujo se mezcle casi por completo la distribución de velocidades es más uniforme en la mayor parte de la sección transversal que en el caso del flujo laminar. Esto se debe a que el proceso de mezcla turbulenta transporta hacia el centro del tubo el fluido de baja velocidad que se encuentra cerca de las paredes, y las partículas de alta velocidad de la región central se transportan hacia las paredes.

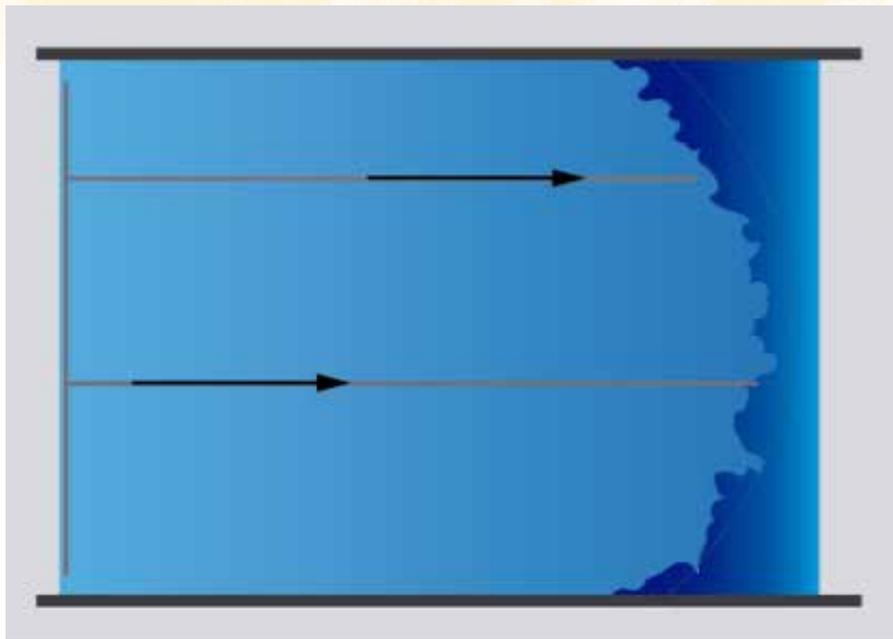


Figura 4 Flujo Turbulento.
Ilustración: Héctor Terán

b) Segundo efecto: de la turbulencia es añadir continuamente componentes fluctuantes de velocidad al flujo. En un instante dado la distribución de los componentes de velocidad en la dirección del flujo es irregular.

Flujo Laminar:

Carece del intenso fenómeno de mezclado y de los torbellinos que caracterizan al flujo turbulento, y tiene una apariencia muy suave.

La distribución de velocidades es parabólica en cualquier sección dada, y a cualquier distancia dada de la pared del tubo la velocidad será constante respecto al tiempo.

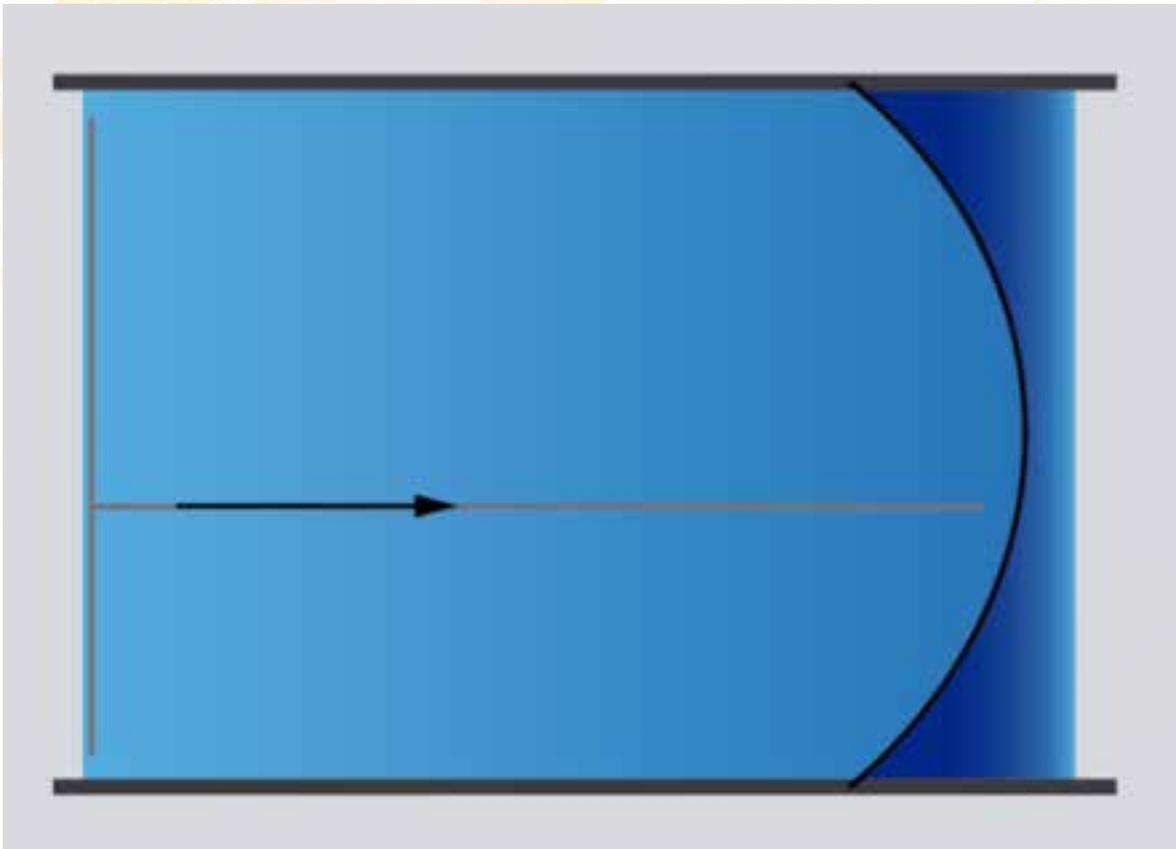


Figura 15 Flujo Laminar.
Ilustración: Héctor Terán

Número de Reynolds

Se considera como una razón entre la fuerza de inercia y la viscosidad. El número de Reynolds es inversamente proporcional a la fuerza de corte (Clayton & Donald, 2009).

$$Re = \frac{V d \rho}{\mu} \quad (2.3)$$

$$\nu = \mu / \rho \quad (2.4)$$

Re = V d Análises dimensional (m/s m, m²/s)

Donde:

Re: Número de Reynolds.

V: velocidad del flujo.

d: diámetro de la tubería.

ν : viscosidad cinemática.

Si:

Re > 2000, Flujo Turbulento.

Re < 2000, Flujo Laminar.

Cerca del inicio del siglo XX, fue necesario combinar la introducción general de los físicos y matemáticos con el enfoque experimental de los ingenieros para lograr avances significativos en el entendimiento de los procesos de flujo. El escrito de Osborne Reynolds en 1883 acerca de la turbulencia, y los escritos posteriores sobre las ecuaciones básicas del movimiento, contribuyeron notablemente al desarrollo de la mecánica de fluidos.

Flujo en una, dos y tres dimensiones

Flujo tridimensional:

Se necesitan tres direcciones coordenadas para describir los cambios en velocidad y propiedades en un campo de flujo.

Flujo bidimensional:

No hay cambios en una de las direcciones coordenadas y nos bastará analizar las otras dos dimensiones para describir el flujo.

Flujo unidimensional:

Se necesita una coordenada para relacionar la velocidad y los cambios de propiedad.

Un ejemplo de esto es el flujo en un tubo, en el que la velocidad es constante en cada sección transversal, pero varía con la distancia a lo largo del conducto. En realidad, la velocidad nunca es completamente constante en la sección de un conducto, pero en los problemas cuyo interés principal es la velocidad media paralela al conducto; a este tipo de flujo se puede considerar unidimensional.

Gasto

Gasto (volumétrico) o descarga:

Es el volumen de fluidos que pasan por una sección dada en la unidad de tiempo.

$$Q = \frac{v}{t} \quad \text{Q: Gasto} \quad (2.5)$$

Donde:

V=volumen

t= tiempo

Q= m³/s



Figura 16 Gasto (volumétrico).
Ilustración: Héctor Terán

$$Q = V \cdot S \quad (2.6)$$

Donde:

V = Velocidad constante.

S = Área de la sección transversal del tubo.

$$Q = \int (s V) \, ds \quad (2.7)$$

Ahora: gasto con velocidad variable, con la sección transversal orientada normalmente al vector velocidad.

Gasto másico

$$m^* = \int (s \rho V^*) \, ds \quad (2.8)$$

$$m = \int s \rho V^* \, ds$$

$$m = \rho Q$$

Por tanto:

$$V = Q/S \quad (2.8)$$



Figura 7 Gasto másico
Ilustración: Héctor Terán

Ecuación de continuidad

Establece que la masa que sale de una región del espacio, como por ejemplo un volumen de control, menos el gasto que entra a la región, es igual al gasto con que se está evacuando la masa de fluido de la reacción considerable (Mott, 2006).

Ecuación de continuidad para un flujo estacionario unidimensional e incompresible en un conducto.

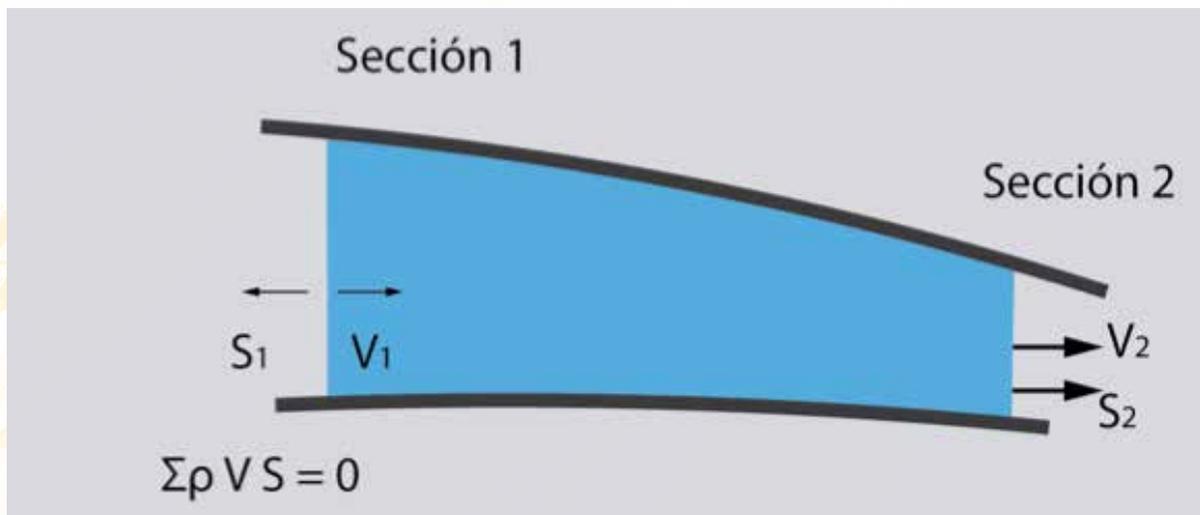


Figura 18 Flujo estacionario unidimensional.
Ilustración: Héctor Terán

$$-\rho_1 V_1 S_1 + \rho_2 V_2 S_2 = 0 \quad (2.9)$$
$$\rho_1 V_1 S_1 = \rho_2 V_2 S_2$$

si: ρ es constante

$$V_1 S_1 = V_2 S_2$$
$$Q_1 = Q_2 \quad (2.10)$$

Ecuación de Bernoulli

La Ecuación de Bernoulli a lo largo de una línea de corriente.

Ecuación de Euler de movimiento para un fluido:

$$-\frac{\partial}{\partial l}(p + \gamma z) = \rho a_t \quad (2.11)$$

Ecuación de aceleración a lo largo de una línea de corriente:

$$a = V_s \frac{\partial V_s}{\partial S} + \frac{\partial V_s}{\partial t} \quad (2.12)$$

$$-\frac{\partial}{\partial l}(p + \gamma z) = \rho(V_s \frac{\partial V_s}{\partial S} + \frac{\partial V_s}{\partial t})$$

Para el flujo estacionario, los diferenciales se vuelven diferenciales totales y la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{p}{\delta} + z + \frac{V_s^2}{g} = C \quad (2.13)$$

Donde:

$\frac{p}{\delta}$ = Frente de presión.

z = Frente de elevación

$\frac{V_s^2}{g}$ = Frente de velocidad

Ecuación de Bernoulli entre dos puntos del campo de flujo

$$\frac{P_1}{\delta} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\delta} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \quad (2.14)$$

Relaciona la presión, velocidad y elevación entre dos puntos cualquiera del campo de flujo que es estacionario, irrotacional, no viscoso e incompresible.

Ecuación de Bernoulli para un Tubo de Corriente (1° Forma)

$$\frac{P_1}{\rho} + z_1 g + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + z_2 g + \frac{V_2^2}{2} \quad (2.15)$$

Ecuación de Bernoulli con Perdidas

$$\frac{P_1}{\rho} + z_1 g + \frac{V_1^2}{2} - y_{r1-2} = \frac{P_2}{\rho} + z_2 g + \frac{V_2^2}{2} \quad (2.16)$$

(Fluido real - viscoso pero incompresible - v_1, v_2 velocidades medias de la sección 1 y 2), o bien expresadas en altura:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - H_{r1-2} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.17)$$

(Fluido real – viscoso pero incomprensible - v_1, v_2 velocidades medias de la seccion 1 y 2), o bien expresadas en altura:

Donde:

$H(r_{1-2})$ altura perdida entre el punto 1 y el punto 2 ($g H(r_{1-2})=y(r_{1-2})$) es la energia perdida entre la seccion 1 y 2.

Ecuación de Bernoulli con Generalizada.

Ecuación de Circuito Hidráulico en Serie:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - \sum H_{r_{1-2}} + \sum H_b - \sum H_t = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.18)$$

Donde:

$\frac{P_1}{\rho g}, \frac{P_2}{\rho g}$ = Altura de presión

z_1, z_2 = Alturas Geodésicas

$\frac{V_1^2}{2g}, \frac{V_2^2}{2g}$ = Alturas de velocidad

$\sum H_{r_{1-2}}$ = Suma de todas las perdidas hidráulicas entre 1 y 2.

$\sum H_b$ = Suma de los incrementos de alturas proporcionados por las bombas instaladas entre 1 y 2

$\sum H_t$ = Suma de los incrementos de alturas absorbidas por los motores (turbinas) instaladas entre 1 y 2

La ecuación (2.18) esta expresada en m.

Aplicaciones de la ecuación de Bernoulli

Tubos Piezométricos:

Se emplean para medir la presión estática: si se colocan unos tubos (piezómetros), que no produzcan ningún tipo de perturbación en la corriente en dos secciones de la vena líquida en movimiento, el líquido1. Levantará un cierto nivel que representa la altura piezométrica o manométrica. Aplicando Bernoulli a las dos secciones:

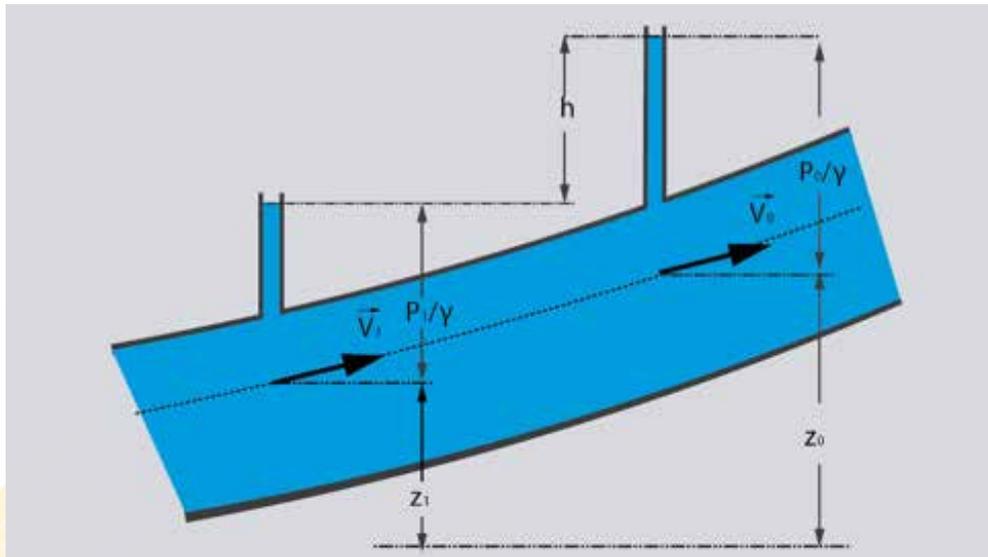


Figura 19 . Medida de la presión estática mediante tubos piezométricos.
Ilustración: Héctor Terán

$$z_0 + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} ; \left(z_0 + \frac{P_0}{\gamma}\right) * \left(z_1 + \frac{P_1}{\gamma}\right) = \frac{V_1^2 * V_0^2}{2g} = h \quad (2.19)$$

El primer miembro representa el desnivel h existente entre los dos tubos piezométricos; a su vez, la diferencia de energía de velocidades entre los dos puntos, es la misma que la diferencia de niveles piezométricos entre dichos puntos.

Tubo de Venturi, Medidor de Venturi o Venturímetro: destinado para medir caudales a partir de la lectura de las presiones dadas por los dos manómetros dispuestos en un tubo cónico:

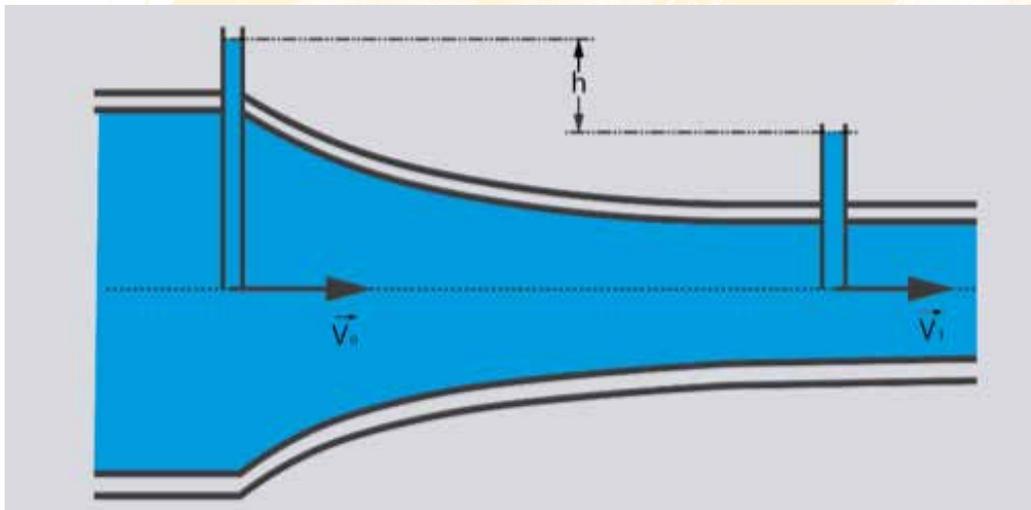


Figura 20 Medida de Venturi.
Ilustración: Héctor Terán

$$\text{Como } \begin{cases} z_0 + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \\ z_0 = z_1 \end{cases} \Rightarrow \frac{V_1^2 * V_0^2}{2g} = h \quad (2.20)$$

y como por la ecuación de continuidad, que veremos más adelante, $v_0.S_0 = v_1.S_1$, despejando v y sustituyendo se obtiene:

$$\text{El caudal es, } Q = S_0 V_0 = s_0 \sqrt{\frac{2gh}{\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_0^2}}} = \sqrt{\frac{2g * \left(\frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma}\right)}{\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_0^2}}} = k\sqrt{h} \quad (2.21)$$

En este resultado hay que tener en cuenta, para un fluido real, el rozamiento, que se puede considerar introduciendo un coeficiente de velocidad que oscila entre 0,95, a poco más de la unidad; se suele tomar como valor más indicado 0,985 para los Vénturis nuevos y 0,98 para los Vénturis usados.

Tubo Pitot: Sirve para medir la presión total o presión de estancamiento, es decir, la suma de la presión estática y la presión dinámica.

En la embocadura del tubo, punto 1, se forma un punto de estancamiento o de remanso, por lo que la velocidad $V_1 = 0$ y la presión aumentan hasta el valor:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_{est}}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} \quad (2.22)$$

A su vez entre 1 y 2

$$z_1 + \frac{P_{est}}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.23)$$

Como en el punto 1 se tiene, $V = 0$, y en el punto 2, $V = 0$, y llamando, $z = \Delta h$, resulta:

$$\frac{P_{est}}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 = |P_2 = P_{atm} = 0| = z_2 = \Delta h ; P_{est} = \gamma \Delta h$$

en la que P_{est} vale:

$$P_{est} = P_0 + \gamma \frac{V_0^2}{2g} = P_0 + \rho \frac{V_0^2}{2} \quad (2.24)$$

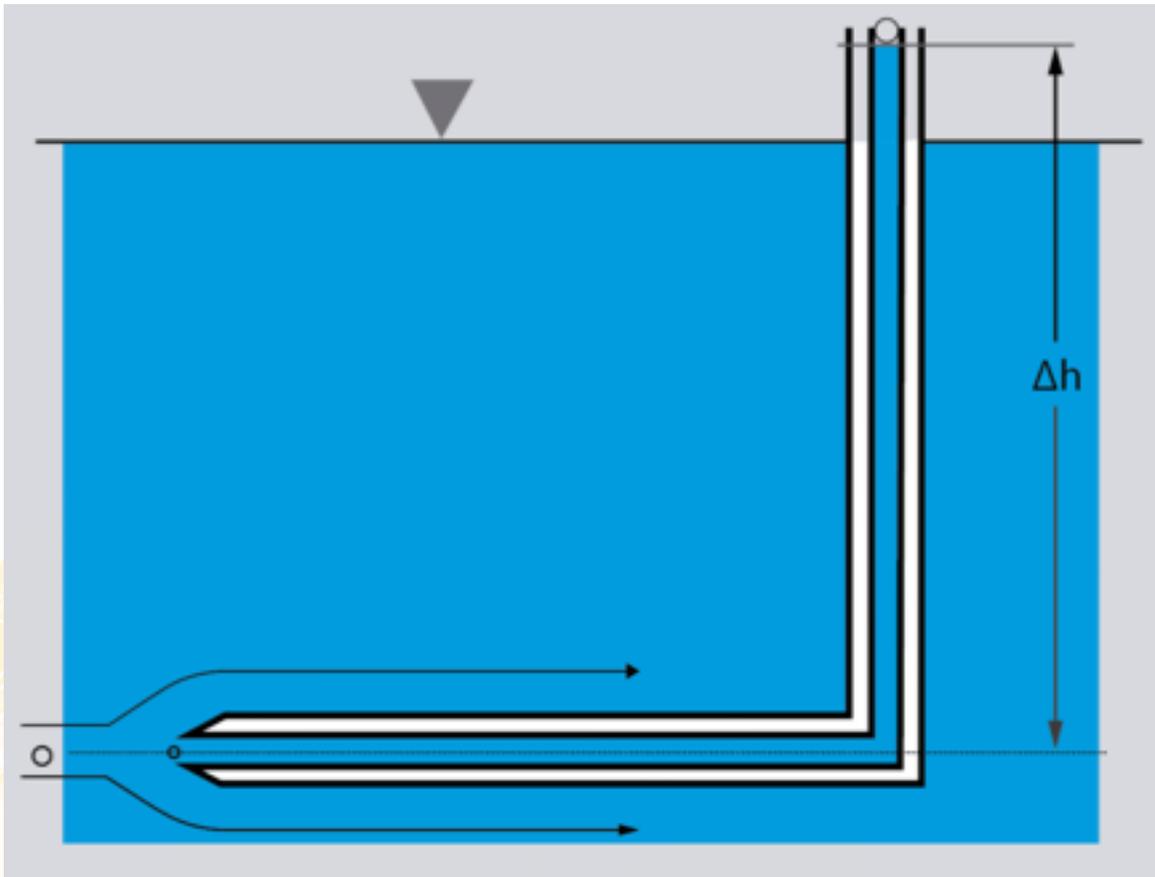


Figura 21 Tubo de Pilot.
Ilustración: Héctor Terán

Tubo de PRANDTL: Es el resultado de combinar un tubo de Pitot y un tubo piezométrico; el tubo de Pitot mide la presión total, y el tubo piezométrico la presión estática, por lo que el tubo de Prandtl mide la diferencia de los dos, es decir, mide la presión dinámica.

Cuando el tubo de Prandtl se introduce en un fluido, produce una modificación en el flujo, de forma que dicha perturbación se traduce en la formación en el punto 1 de un punto de estancamiento, de manera que:

$$P_1 = P_{est} \ ; \ V_1 = 0$$

La diferencia de alturas entre 1 y 2 es despreciable; además habrá que suponer también que, en el punto 2 ya no hay perturbación, por lo que:

$$V_2 = V_0 \ ; \ P_2 = P_0$$

En el interior del tubo de Prandtl y del manómetro diferencial, el fluido principal y el fluido manométrico, estarán en reposo, por lo que se puede aplicar la ecuación fundamental de la Hidrostática; aplicando Bernoulli entre 0 y 1, teniendo en cuenta que:

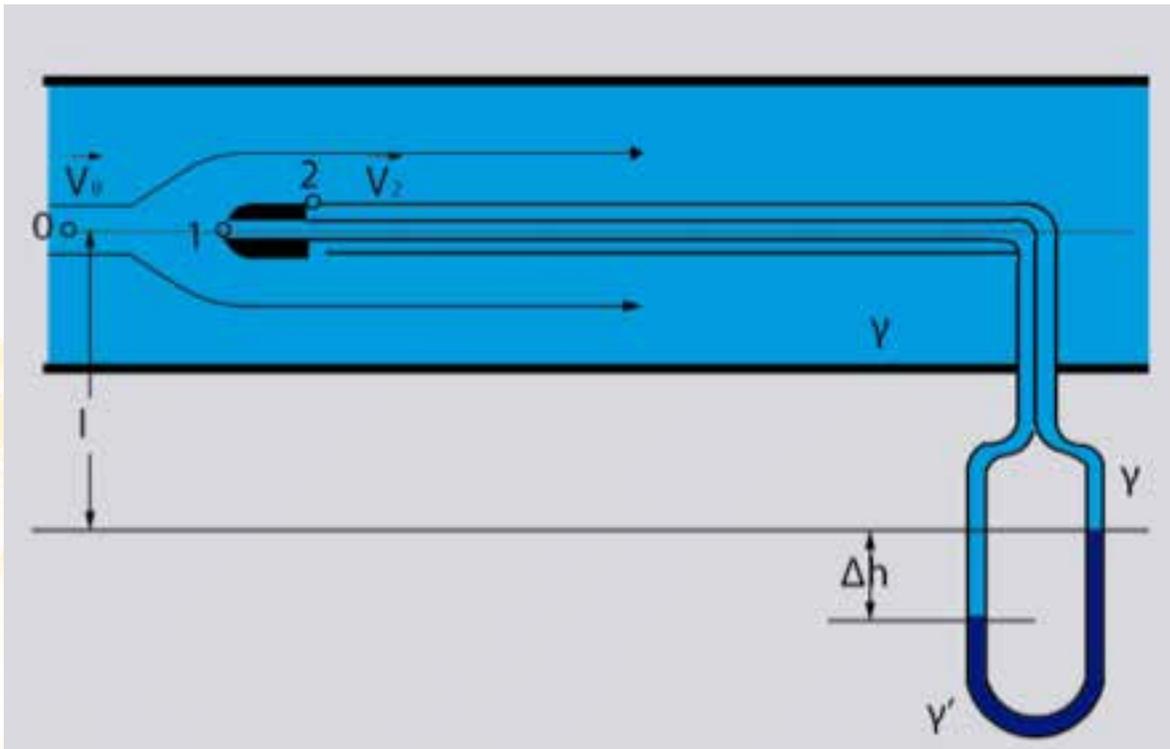


Figura 22 Tubo de Prandtl.
Ilustración: Héctor Terán

$$z_0 = z_1 \cong z_2 \quad ; \quad V_1 = 0 \quad ; \quad P_0 = P_2 \quad (2.25)$$

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} \quad ; \quad P_0 + \gamma \frac{V_0^2}{2g} = P_1 \Rightarrow P_1 * P_2 = \rho \frac{V_0^2}{2}$$

Aplicando, a su vez, Bernoulli entre 1 y 2, y como, $z_1 = z_2$, resulta:

$$P_1 + \gamma \frac{V_1^2}{2g} = P_2 + \gamma \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.24)$$

Aplicando la ecuación fundamental de la Hidrostática entre 1 y 2:

$$P_1 = P_2 + \gamma_1 + \gamma' \Delta h - \gamma \Delta h - \gamma_1 = p_2 + \gamma' \Delta h - \gamma \Delta h = P_2 + \Delta h(\gamma' - \gamma) \quad (2.25)$$

Como, $P_1 = P_2 + \rho \frac{V_0^2}{2}$, resulta :

$$P_2 + \rho \frac{V_0^2}{2} = P_2 + \Delta h(\gamma' - \gamma) ; \quad \rho \frac{V_0^2}{2} = \Delta h(\gamma' - \gamma) \quad (2.26)$$

Despejando V_0 , resulta finalmente:

$$V_0 = \sqrt{\frac{2 \Delta h(\gamma' - \gamma)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2g \Delta h(\gamma' - \gamma)}{\gamma}} = \sqrt{2g \Delta h \left(\frac{\gamma'}{\gamma} - 1 \right)} \quad (2.27)$$

Que es la velocidad teórica de la corriente.

Tubo de Pitot-Darcy: Es utilizado para la medida de la velocidad a distintas profundidades, consistiendo en dos tubos montados sobre una tablilla graduada de modo que sus extremos inferiores, de aproximadamente 1,5 mm de diámetro, y con una llave común L, están doblados, uno, en el sentido de la corriente, y el otro, en el contrario. Una vez sumergido en el líquido, éste asciende por el primer tubo a un nivel superior a la superficie libre, mientras que en el otro tubo se produce una aspiración, descendiendo el nivel del líquido por debajo de dicha superficie libre. Cuando se introduce el tubo en la corriente, verticalmente, a la profundidad deseada, y se abren las llaves L y M, el líquido habrá adquirido la posición que se indica en la Figura, momento en el cual se cierra la llave M y se saca el aparato.

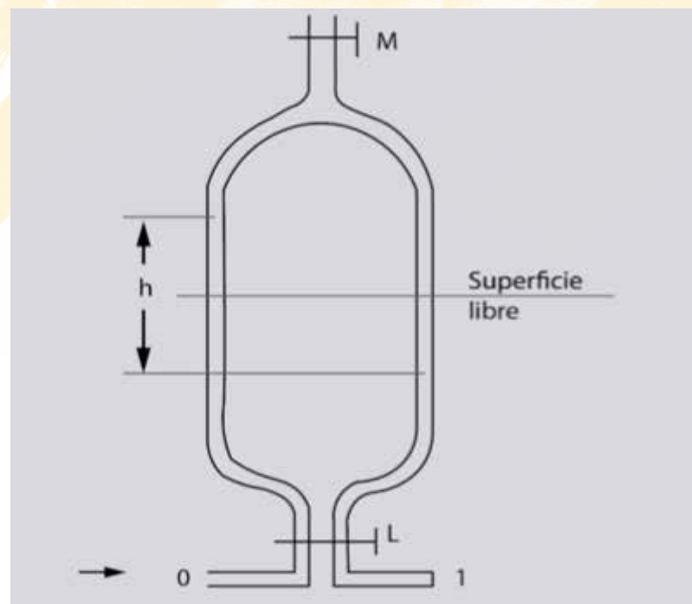


Figura 23 Pitot-Darcy
Ilustración: Héctor Terán

Aplicando la ecuación de Bernoulli se tiene:

$$0 + \frac{P_0}{\gamma} + 0 = 0 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} ; \quad \frac{V^2}{2g} = \frac{P_0 - P_1}{\gamma} = \Delta \left(\frac{P}{\gamma} \right) = h$$

$$V\sqrt{2gh} = 4.42\sqrt{h} \tag{2.28}$$

Para líquidos reales suele utilizarse otra expresión, de la forma:

$$V = \mu\sqrt{2gh} \tag{2.29}$$

en la que μ es un coeficiente de reducción de velocidad, que varía entre 0,84 y 1, y depende de la forma y dimensiones del aparato.

Teorema De Torricelli:

Si a una masa líquida la aplicamos la ecuación de Bernoulli entre su superficie libre, y la salida por un orificio libre, tomando como plano de referencia el que pasa por el centro de dicho orificio:

$$z + \frac{P_a}{\gamma} + 0 = 0 + \frac{P_a}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} ; \quad V = \sqrt{2gz} \tag{2.30}$$

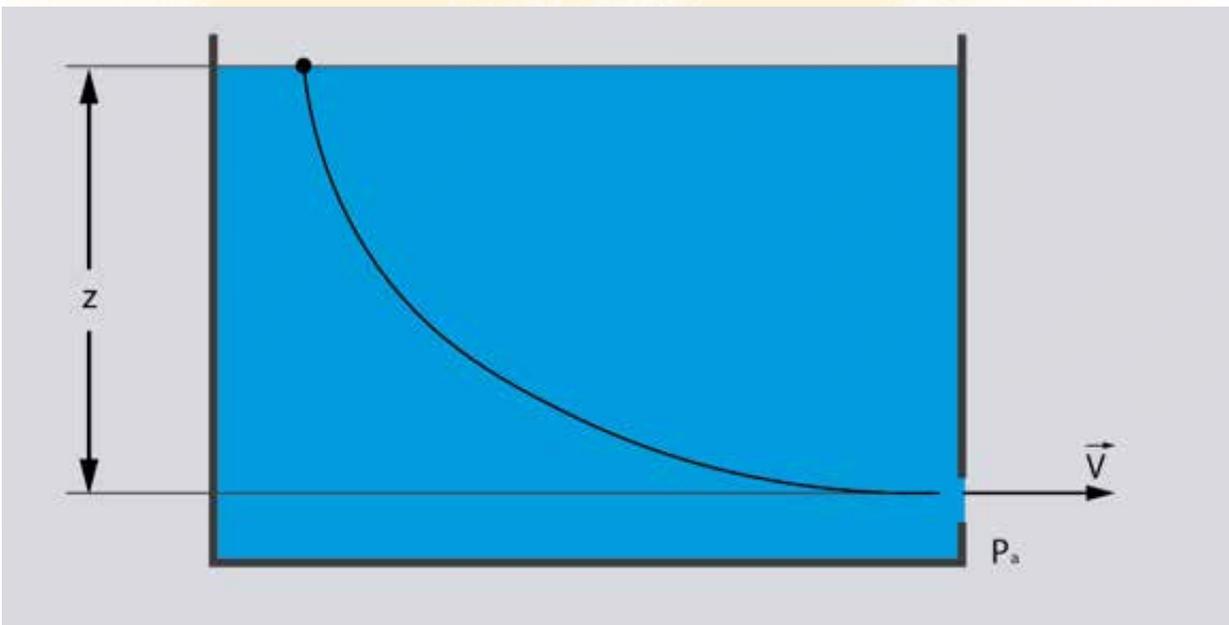


Figura 24 Teorema De Torricelli
Ilustración: Héctor Terán

Que es la velocidad de salida de un líquido por un orificio, función de la profundidad a la que se encuentre el orificio.

$$\sum \vec{F} = \frac{\Sigma d(m\vec{v})}{dt}$$

$$\rho A_1 V_1 = \rho A_2 V_2$$

$$z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2$$



CAPÍTULO 3

Cálculos Hidrodinámicos

Cálculos hidráulicos en sistemas de tuberías simples.

Sistemas de tuberías. Características generales.

El problema que se analiza admite una multitud de soluciones:

- En el Diseño.
- Diámetro de la tubería.

En el planteamiento general del cálculo hidráulico de las tuberías, pueden encontrarse los siguientes problemas particulares:

- Determinación del salto de altura de presión necesario, para el paso del gasto dado de líquido por la tubería (H_{nec}).
- Determinación del gasto de líquido por la tubería dada, con el salto de altura de presión prefijado (Q).
- Determinación del diámetro necesario de la tubería, para el paso del gasto dado, con el salto de altura de presión conocido.

Los sistemas de tubería se clasifican en dependencia de la configuración geométrica y de los métodos de cálculo en: simples y complejos.

¿Qué es un sistema de tubería simple?

Es aquel que no tiene ramificaciones laterales, es decir, la tubería tiene el mismo gasto en todo el recorrido del movimiento del líquido, desde el lugar de su toma hasta el punto de consumo. Puede tener el mismo diámetro en toda su longitud o diámetros diferentes (sistemas de tuberías en serie), (Salgarriaga, 2007).

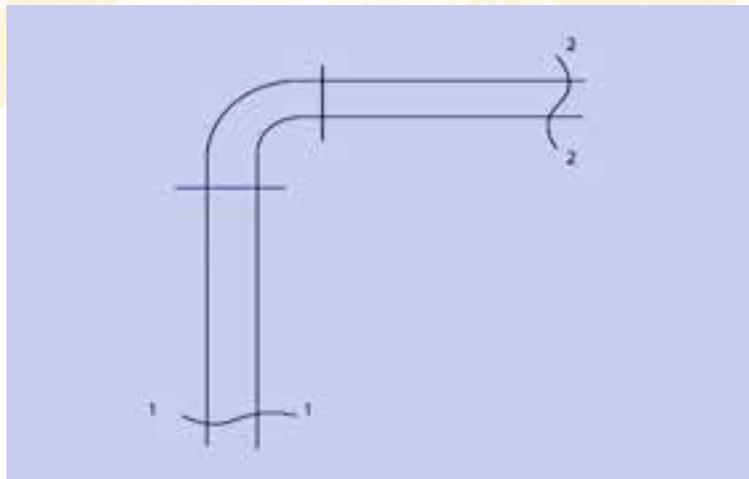


Figura 25. Tubería Simple de sección constante.
Ilustración: Héctor Terán

¿Qué es un sistema de tubería complejo?

Un sistema de tubería complejo consta con una tubería principal y de una serie de ramificaciones que parten de la misma. Pueden ser:

- **Paralelas:** Sistema de ramificaciones convergentes en un punto común, o sea, cuando a la tubería principal se acoplan paralelamente uno o varios tubos.
- **Ramificadas:** El líquido de la tubería principal se suministra a las ramificaciones laterales, y el líquido no regresa a la tubería principal.
- **Anulares:** Representan un circuito cerrado (anillo), que se alimenta de la tubería principal.
- **Redes de Tuberías:** Tuberías conectadas de tal forma que el gasto que sale por una salida dada puede proceder de diversos circuitos

Sistema de tuberías simple de sección constante.

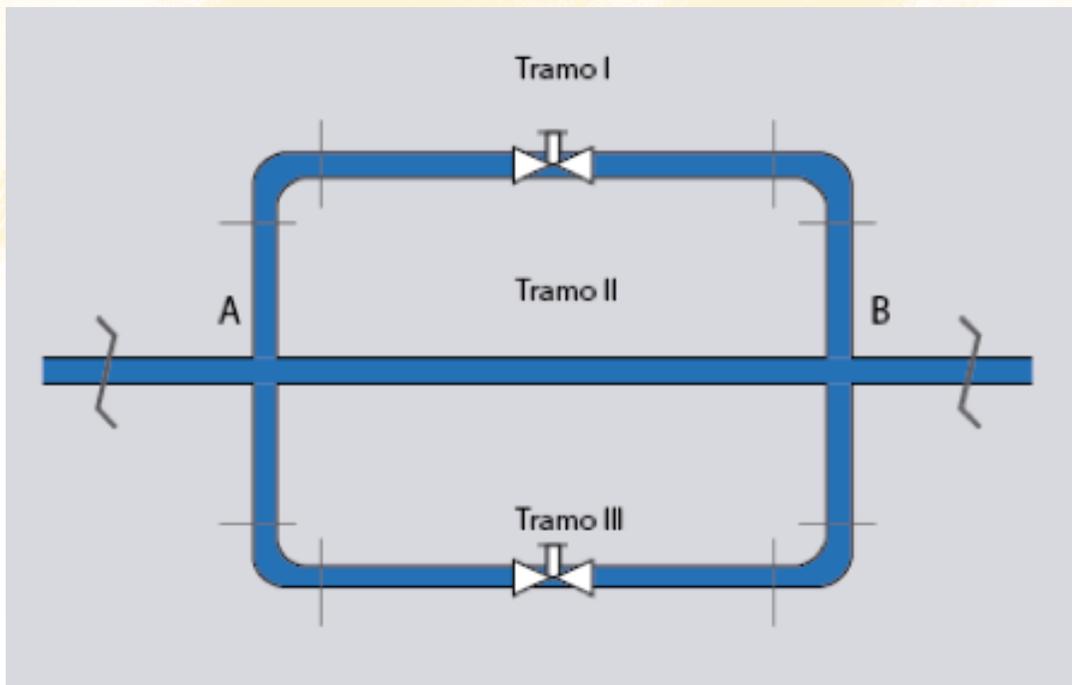


Figura 26. Redes de Tuberías
Ilustración: Héctor Terán

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre las secciones 1 y 2 tenemos:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_{2-1}^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_{2-2}^2}{2g} + \sum h_{1-2} \quad (3.1)$$

Como d constante. $V_1 = V_2$

Por tanto:

$$\frac{P_1}{g} = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2}{\gamma} + \sum h_{1-2} \quad (3.2)$$

$$H_{nec} = \frac{P_1}{\gamma} = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2}{\gamma} + KQ_m \quad (3.3)$$

Régimen laminar:

$$h_{roz} = \gamma \sum \frac{L}{d} * \frac{V_2}{2g} \quad (3.4)$$

$$h_{loc} = \gamma \sum \frac{L_{eq}}{d} * \frac{V_2}{2g} \quad (3.5)$$

$$\sum h = \gamma \sum \frac{L}{d} * \frac{V_2}{2g} + \gamma \sum \frac{L_{eq}}{d} * \frac{V_2}{2g} \quad (3.6)$$

Sustituyendo:

$$\gamma = \frac{64}{R_e} \quad Q = V * S$$

Se obtiene que:

$$\sum h = \frac{128 * V * (\sum L + \sum L_{eq})}{\pi * g * d_4} \quad (3.7)$$

Pero: $\sum h_{1,2} = KQ_m$

Por tanto:

$$K = \frac{128 * V * (\sum L + \sum L_{eq})}{\pi * g * d_4} \left[\frac{s}{m^2} \right] \quad (3.8)$$

Exponente m: $m = 1$

Régimen turbulento:

$$h_{roz} = \gamma * \sum \frac{L}{d} * \frac{V_2}{2g} \quad (3.9)$$

$$h_{loc} = \xi \sum l_{oc} * \frac{V_2}{2g} \quad (3.10)$$

$$\sum h = \gamma \sum \frac{L}{d} * \frac{V_2}{2g} + \xi \sum l_{oc} * \frac{V_2}{2g} \quad (3.11)$$

Sustituyendo: $V = \frac{4Q}{\pi * d_2}$

Se obtiene que:

$$\sum h = \frac{(\xi \sum + \lambda \sum \frac{L}{d}) 8 Q_2}{\pi^2 g d_4} \quad (3.11)$$

Por tanto:

$$K = \frac{(\xi \sum + \lambda \sum \frac{L}{d}) 8 Q_2}{\pi^2 g d_4} \left[\frac{s^2}{m^5} \right]$$

Exponente $m = 2$

Ecuaciones Fundamentales

$$H_{sist} = \frac{P_1}{g} = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2}{g} + K Qm \quad (3.12)$$

a. Régimen laminar:

Coefficiente K

$$K = \frac{(128 * V(\sum L + \sum L_{eq}))}{\pi * g * d_4} \left[\frac{s}{m^2} \right] \quad (3.13)$$

Exponente $m = 1$

b. Régimen turbulento:

Coefficiente K:

$$K = \frac{(\xi \sum + \lambda * \sum \frac{L}{d}) * 8}{\pi^2 * g * d_4} \left[\frac{s^2}{m^5} \right] \quad (3.14)$$

Exponente $m = 2$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \dots\dots\dots \text{Número de Reynolds}$$

$$Q = V \cdot S \dots\dots\dots \text{Gasto Volumétrico}$$

$$S = \frac{(\pi \cdot d^2)}{4} \dots\dots\dots \text{Área de la sección}$$

Primer Caso

Cálculo de la Carga del Sistema: H_{sist} .

A través de los valores conocidos del gasto, viscosidad y diámetro, evaluar el número de Reynolds (Re) y determinar si el régimen de flujo es laminar o turbulento.

Calcular las pérdidas hidráulicas totales como:

$$\sum h = K Q m$$

K y m se determinan por la ecuación correspondiente, en dependencia del régimen de flujo

Si el régimen es laminar:

- Calcular la viscosidad cinemática del fluido.
- Determinar las longitudes equivalentes para cada accesorio

Calcular los coeficientes de resistencia hidráulica locales para cada accesorio

- Calcular el coeficiente de resistencia por rozamiento.

Utilizando el diagrama de Moody (Anexo 1 y 2):

Con Re y tubo liso..... λ_t

Con Re y d / K_{eq} λ_t

K_{eq} : Rugosidad equivalente de la tubería

Calcular la altura estática:

$$\frac{Z_2 - Z_1 + P_2}{\gamma}$$

Calcular la carga del sistema (H_{sist})

$$H_{sist} = \frac{P_1}{\gamma} = \frac{Z_2 - Z_1 + P_2}{\gamma} + K Q m \quad (3.15)$$

Segundo Caso:

Cálculo Del Gasto Volumétrico (Q)

1. Suponer régimen laminar.

2. Calcular K y m para el régimen laminar. Ecuación (3.8)

- Determinar las longitudes equivalentes
- Calcular la viscosidad del fluido

3. Calcular el gasto volumétrico (Q)

$$Q = \frac{H_{sist} - Z_2 - Z_1 + P_2}{\gamma * k} \quad (3.16)$$

4. Comprobar la suposición sobre el régimen de flujo, calculando la velocidad y el número de Reynolds y las ecuaciones (2.3) y (2.4).

Si: $Re < 2000$ Régimen laminar.

Re > 2000 Suspensión incorrecta. (Suponer régimen turbulento.)

5. Suponer un coeficiente de resistencia por rozamiento (λ sup):

Si la tubería se considera rugosa, calcular la rugosidad relativa y suponer el coeficiente que corresponde al régimen turbulento desarrollado. Utilice el diagrama de Moody (Anexo 1 y 2).

6. Calcular K y m, para el régimen turbulento, Ecuación (3.13) y (3.14):

Determinar los coeficientes de resistencias locales para cada accesorio, revise el (Anexo 3).

Calcular el gasto volumétrico (Q):

$$Q = \frac{\frac{(H_{sist} - Z_2 - Z_1 + P_2)}{2}}{\frac{\gamma * k}{2}} \quad (3.17)$$

7. Comprobar la suposición sobre el régimen de flujo, calculando la velocidad y el número de Reynolds

Si: $Re < 2000$ Suposición incorrecta. (Suponer régimen laminar.)

Si: $Re > 2000$ Comprobar el coeficiente de resistencia

Por rozamiento (λ sup).

Calcular el coeficiente de resistencia de rozamiento:

Con Re :

Rugosidad relativa $(\frac{d}{K_{eq}})$ o Tubo Liso λ_t calc

Diagrama de Moody, (Anexo 1 y 2).

Si λ_t calc = λ_t sup

Gasto correcto

λ_t calc = λ_t

Paso 5

Suponer λ_t sup, λ_t calc.

Tercer Caso: Cálculo del Diámetro de la Tubería (d)

Primer método:

Para N valores de diámetros, calcular N valores de H_{sist} .

Para los N valores de diámetro se calcula:

Número de Reynolds, Ecuación (2.3).

Coeficientes K y m en dependencia del régimen de flujo, Ecuación (3.13) y (3.14)

Carga del sistema, Ecuación 3.1

Se gráfica: H_{sist} Vs d.

Con la carga requerida se determina el diámetro en el gráfico obtenido y luego se normaliza.

Segundo método.

A través del valor de Q requerido y la viscosidad del fluido, se busca en la tabla A- 2 (Manual de Hidráulica Aplicada), el diámetro de tubería a suponer.

Mediante la definición del diámetro se calcula la H_{sist} .

- Se calcula el número de Reynolds.
- Se calculan K y m.
- Se calcula H_{sist}

Si la $H_{sist} \geq H_{sist}$ requerido d correcto

$H_{sist} < H_{sist}$ RequeridoHacer el mismo proceso

Desde el punto 1.

Curvas Características:

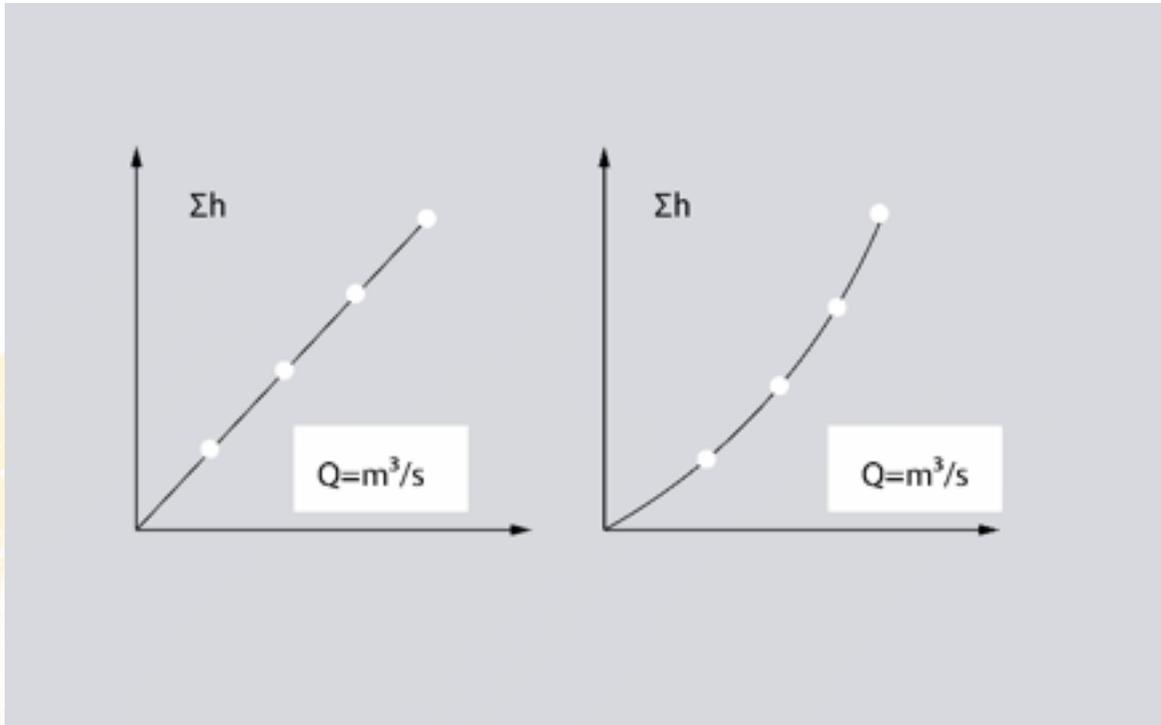


Figura 27. Curvas del Régimen Laminar y Turbulento
Ilustración: Héctor Terán

Sistemas de tuberías en serie.

Un sistema en serie es aquel que no presenta ramificaciones y el diámetro de la tubería no permanece constante, por lo tanto la ecuación de continuidad se obtiene que el gasto que circula por el sistema permanece constante, aunque la velocidad varíe en dependencia del diámetro de la tubería (Mott, 2006)

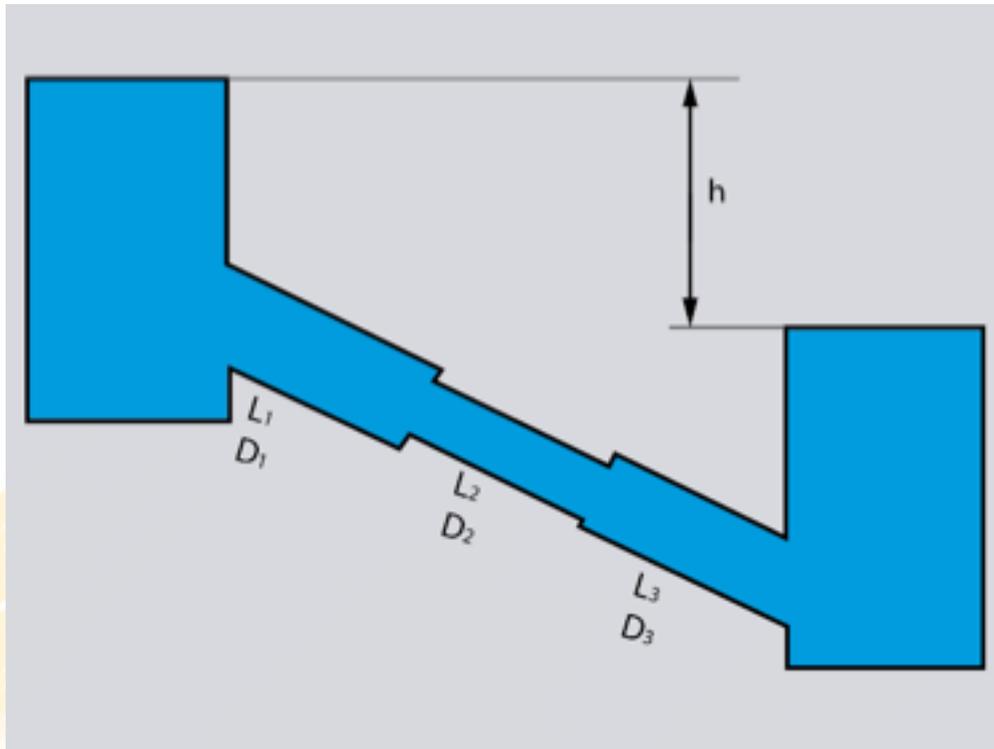


Figura 28. Sistema de Tubería en Serie.
Ilustración: Héctor Terán

Ecuaciones Fundamentales:

$$H_{sist} = \frac{P_1}{\gamma} = \frac{Z_2 - Z_1 + P_2}{\gamma} + CQ_2 + \sum K_i Q m_i \quad (3.18)$$

Donde:

$$C = \frac{\frac{\alpha_2}{S_2^2} - \frac{\alpha_1}{S_1^2}}{2g} \quad \left(\frac{s^2}{m^5} \right) \quad (3.19)$$

α_1 , α_2 : Coeficientes de Coriolis en las secciones de entrada y salida del sistema.

S_1 , S_2 : Área de la sección viva del flujo calculado para los diámetros de entrada y de salida del sistema.

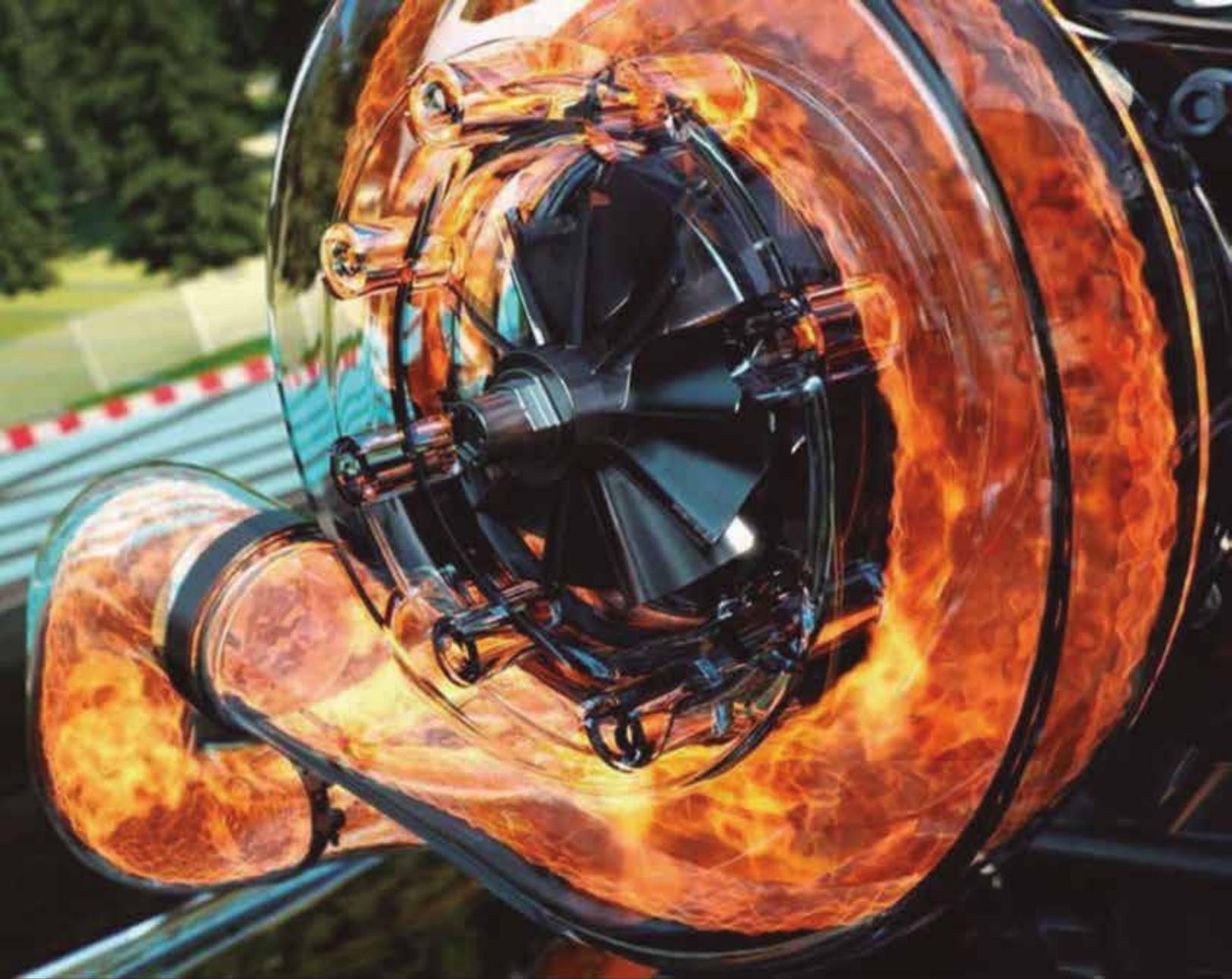
$$\sum K_i Q m_i = K_1 Q m_1 + K_2 Q m_2 + \dots + K_n Q m_n \quad (3.20)$$

Características del acoplamiento de tuberías en serie:

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = Q = \text{constante.} \quad (3.21)$$

$$\sum h = \sum h_1 + \sum h_2 + \dots + \sum h_n. \quad (3.22)$$

$$\sum h = K_1 Q m_1 + K_2 Q m_2 + \dots + K_n Q m_n \quad (3.23)$$



CAPÍTULO 4

Máquinas de Flujo

Clasificación de las Máquinas de Flujo (M.F.). Características de las M.F.

Las Maquinas de Flujo: Son equipos que reciben energía de un elemento exterior (motor, etc.), generalmente en forma de una energía mecánica, y la transforma para elevar la energía a un fluido. Esta energía, en forma de presión y velocidad permitirá que el fluido se desplace desde un punto a otro venciendo las resistencias que se opongan a su paso. O sea, las Maquinas de Flujo son aquellas que para mover el fluido necesitan de un elemento exterior, (las Turbinas son aquellas en los que el fluido es el que mueve la parte mecánica (Fox, 2001).

Bombas: Equipo empleado para el trasiego de líquidos exclusivamente.

Ventiladores y Compresores: Son elementos empleados para el trasiego de gases y vapores fundamentalmente.

Nota: La diferencia entre los ventiladores y compresores está dada por el incremento de presión que se desea transmitir al fluido.

- **Ventiladores:** se emplean para obtener presiones $< 300\text{mm}$ en la columna de agua.
- **Compresores:** se emplean para obtener presiones $> 300\text{mm}$ en la columna de agua.

Se clasifican en tres grandes grupos atendiendo a su principio de funcionamiento.

- a) Maquinas Dinámicas.
- b) Maquinas Volumétricas (de desplazamiento positivo)
- c) Máquinas de chorro.

Maquinas Dinámicas: son aquellas que transmiten el movimiento al fluido mediante un elemento rotativo llamado impelente.

Estas se subdividen en:

Maquinas centrifugas: mediante la acción de las fuerzas centrifugas el fluido se desplaza radialmente desde el eje de rotación del impelente hacia la periferia (Fox, 2001).

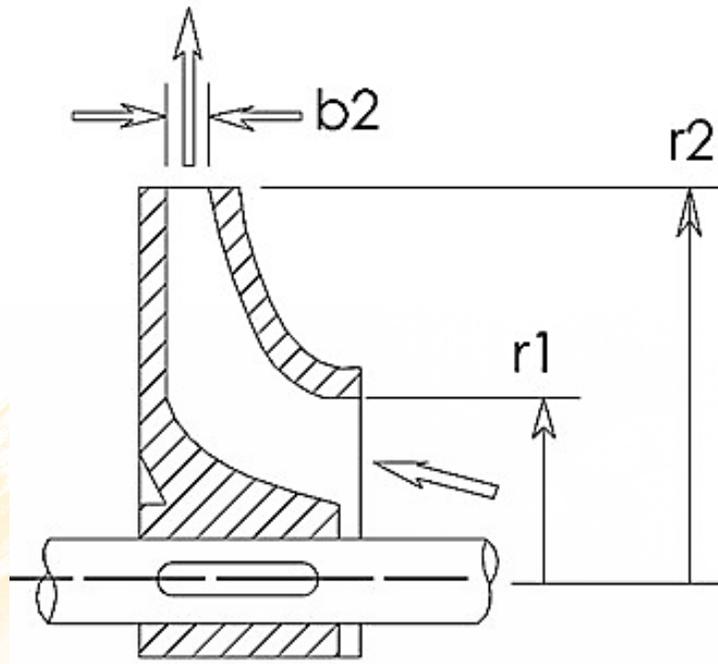
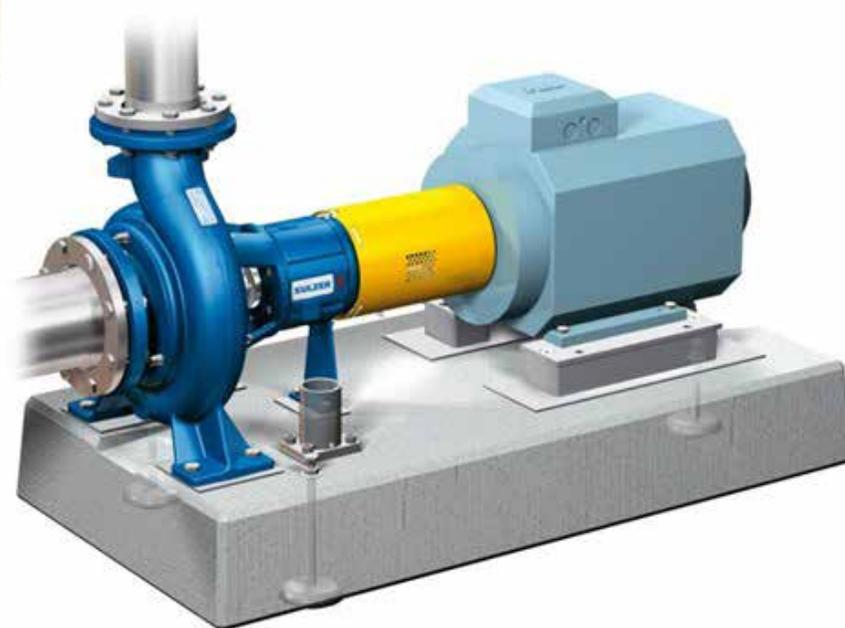
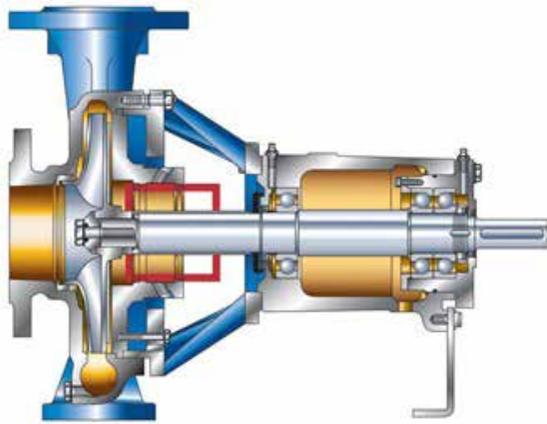


Figura 29. Maquinas Centrifugas.
Ilustración: Guido Torres

Maquinas axiales: el fluido penetra y sale del impelente en dirección paralela al eje de rotación. Estas se caracterizan por posibilitar grandes volúmenes de fluido, pero no producen grandes elevaciones de presiones.



a) Bomba motor



b) Interior Bomba



c) Impulsor de flujo radial

Figura 30. Maquinas Axiales.
Ilustración: Guido Torres

Máquinas de flujo mixto: Estos equipos constituyen un paso intermedio entre las Maquinas centrífugas y axiales. Permiten mayores flujos que las centrífugas y mayores presiones que las axiales (Mott, 2006).

Máquinas de remolino: a diferencia de las centrífugas el flujo penetra y sale por las periferias del impelente.

Máquinas de discos: a diferencia de las centrífugas el impelente no está provisto de alabes, se emplea para el bombeo de líquidos muy viscosos.

Maquinas Volumétricas (de desplazamiento positivo): a través de la producción del movimiento del fluido mediante la variación del volumen en la cámara donde se aloja está en el interior del equillo, forzándola a desplazarse hacia el conducto de salida. (se logran grandes presiones de trabajo).

Tipos de máquinas de desplazamiento positivo (volumétricos):

Máquinas de pistones o de embolo: las bombas de pistones se emplean en la actualidad para el bombeo de líquidos viscosos, pues las bombas centrífugas son las que se utilizan para el trasiego de agua.

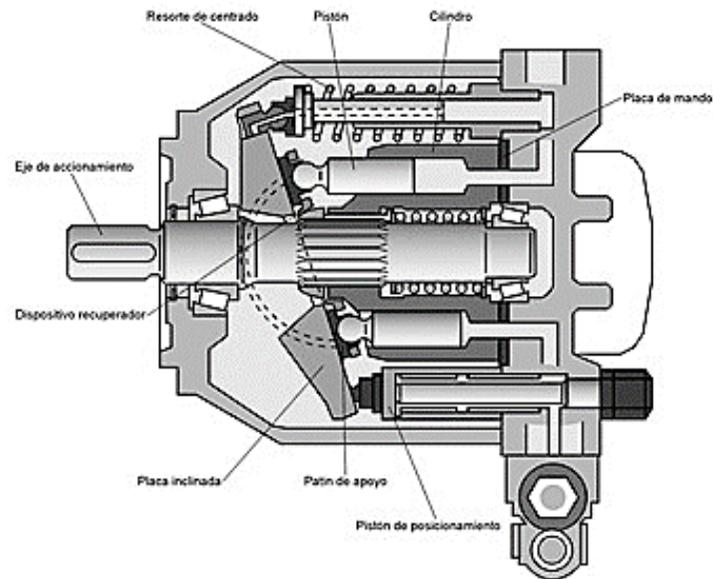


Figura 3. Máquinas de Pistones.
Ilustración: Guido Torres

Maquinas Rotativas o Máquinas de Paletas: Estas bombas se emplean para el trasiego de fluidos viscosos Ej.: para el bombeo de mieles en las industrias azucareras.

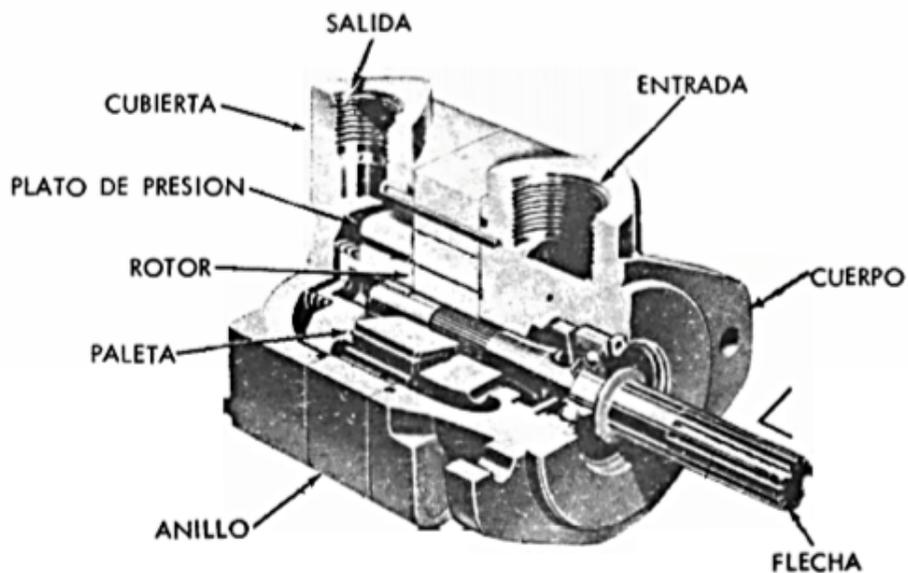


Figura 32. Maquinas Rotativas.
Vickers, J. (1995). Manual de la Hidráulica Industrial (p 187), Reimpresión autorizada

Máquinas de tornillos y de engranes: Su principio de trabajo se basa en girar el tornillo, el fluido atrapado entre sus hélices es obligado a desplazarse axialmente, se emplean para el trasiego de líquidos viscosos. Los compresores se emplean en los sistemas de refrigeración, las bombas de engrane se emplean en el trasiego de combustible (Potter, 1998).

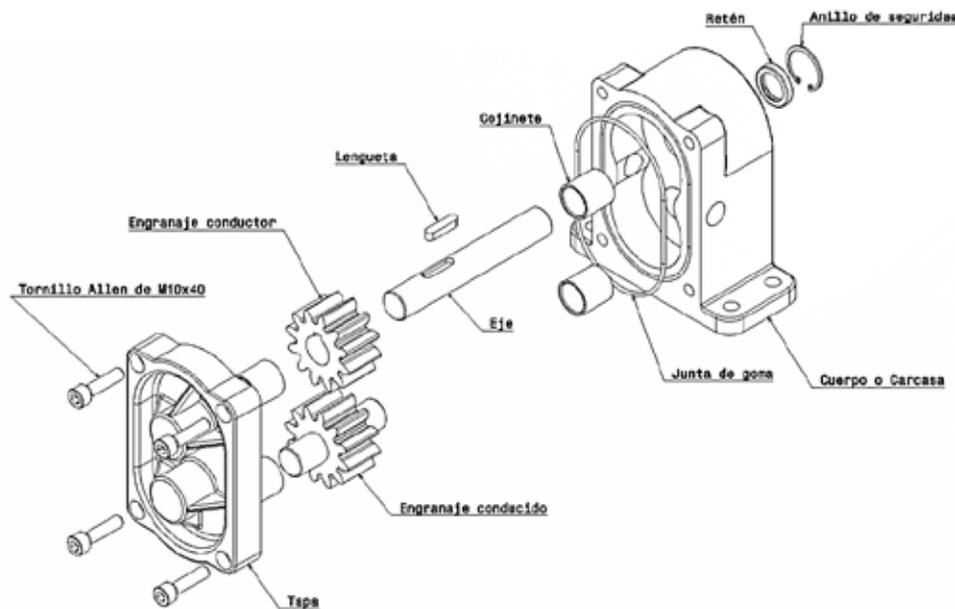


Figura 33. Máquinas de tornillos y engranes.
Ilustración: Guido Torres

Máquinas de chorro: son elemento que necesitan otro fluido, quien es el encargado de transmitir la energía al fluido que se desea trasegar, pertenecen los eyectores.

El hecho de no existir elementos móviles, constituye su principal ventaja, aunque presenta un bajo rendimiento térmico. Se emplea para la extracción de gases inconfesables de los condensadores de las plantas termoeléctricas, y para bombear soluciones altamente acidas en las plantas de tratamiento de agua.

Parámetros básicos. Fórmulas de cálculo.

Para la buena selección de los equipos que componen cualquier instalación es necesario determinar los principales parámetros que caracterizan el trabajo del equipo.

Para equipos de flujos estos parámetros son:

a. La carga (H): parámetro que caracteriza la cantidad de energía que la maquina le transmite al fluido al pasar por ella. (Presión).

b. La capacidad (Q): es el volumen que es capaz de entregar la maquina por unidad de tiempo a través del conducto de descarga.

En el caso de las bombas la capacidad se define como el volumen de agua limpia fría que se entrega.

En el caso de los gases la capacidad se refiere a aire estándar (760mm en la columna de Hg., 200C y 50% de humedad).

c. La velocidad de rotación (n): revoluciones por unidad de tiempo. (rpm)

d. La potencia que consume (N): potencia que la maquina entrega al fluido se le denomina potencia útil (N_a). Ésta es el trabajo consumido por la maquina en un segundo a medio suministrado.

e. El rendimiento (N): relación que existe entre la potencia útil (N_a) y la que el mecanismo entrega al eje de la maquina (N_e) o de la bomba (N) o sea $(N) = (N_e)$.

Nota: Para valorar la eficiencia económica de la instalación en conjunto se usa la η_{inst} .

La carga: Puede ser de impulsión y presión.

Carga de impulsión (H):

$$H = E_{sal} + E_{ent} \quad (m) \quad (4.1)$$

$$E_{ent} = \frac{P_e}{\rho g} + \frac{V_e^2}{2g} \quad (m) \quad (4.2)$$

$$E_{ent} = \frac{P_s}{\rho g} + \frac{V_s^2}{2g} + z \quad (m) \quad (4.3)$$

Dónde:

P_s y P_e Presión de entrada y de salida de la maquina (Pa)

V_s y V_e Velocidad de entrada y salida (m/s^2)

g Aceleración de la gravedad (m/s^2)

z Altura geométrica entre los puntos donde se mide P_s y P_e (m)

ρ Densidad del fluido en (kg/m^3).

Carga de impulsión.

$$H = \frac{P_s - P_e}{\rho g} + \Delta z + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} \rightarrow H = \frac{\Delta P}{\rho g} + \Delta z + \frac{\Delta V^2}{2g} \quad (m) \quad (4.4)$$

Para bombas

Carga de presión.

$$P = \sigma H \quad (4.5)$$

Donde:

$$\sigma = \rho * g$$

$$P = \rho * g * H = P_s - P_e + \rho * g * z + \left(\frac{V_s^2 - V_e^2}{2} \right) * \rho$$

Para ventiladores y compresores.

La capacidad (Q): se define en función del gasto másico (Q_m)

$$Q_m = \rho * Q \quad (4.6)$$

Donde:

Q = gasto volumétrico.

Potencia útil (N_u)

$$N_u = H * \sigma * Q \quad (\text{Watt}) \text{ para bombas.}$$

$$N_u = P * Q \quad (\text{Watt}) \text{ para ventiladores}$$

Rendimiento (η):

$$\eta = \frac{N_u}{N_e} \quad (4.7)$$

Donde: $N_e = \frac{\rho * g * Q * g}{1000\eta}$

Rendimiento de la instalación (η_{inst})

$$\eta_{inst} = \frac{N_u}{N_m} = \frac{P_u}{P_e}$$

Dónde: $N_m = P_e = I * V * \cos \varphi$ potencia consumida por el motor = potencia eléctrica del motor

$$\eta_m = \frac{N_t}{N_m} \text{ Rendimiento del motor.}$$

Principales componentes de una M.F.

- Conducto de entrada: (tiene como función conducir el fluido hacia el impelente).
- Impelente: (es donde ocurre la elevación de la energía del fluido).
- Voluta: (es la cavidad o cámara donde se recolecta el fluido que sale del impelente).
- Conducto de descarga: (esta puede ser de sección constante o tener forma cónica para lograr bajas velocidades con el objetivo de evitar grandes pérdidas por fricción en los conductos [$\Delta f \approx V^2$]).
- Sello del eje: (disminuye o elimina la fuga del fluido trasegado).
- Eje del motor: (elemento transmisor de movimiento al impelente)

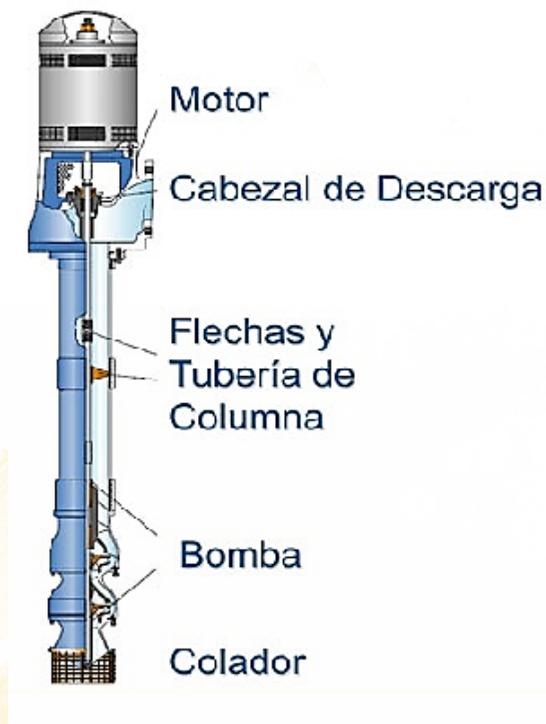


Figura 34. Máquinas de flujo.

MOBE, M. (2017). Bombas Verticales Tipo Turbina Peerless. [Figura]. Recuperado de: <http://mobesa.com/productos/bombeo/turbinas/bombas-verticales-tipo-turbina-peerless-detail.html>

Curvas características

A través de la aplicación de las características de una bomba centrífuga es el gráfico de H vs Q , para lograr este gráfico partiremos del análisis del fluido a través del rodete. Este análisis fue desarrollado por Euler por lo tanto la ecuación fundamental que rige el funcionamiento de los impelentes centrífugos es la ecuación de Euler, la cual permite calcular la carga teórica ($H_{r\infty}$) que podrá desarrollar un impelente centrífugo en condiciones ideales. Con la ayuda de coeficientes experimentales se puede, a partir de la ecuación ideal obtener la carga teórica real (H_{tz}).

Mediante el siguiente supuesto, se dice que la velocidad de rotación o tangencial (U) está dirigida por la tangente a la circunferencia correspondiente y la velocidad relativa (w) está dirigida por la tangente al alabe y de ahí se construye un paralelogramo, obteniendo el triángulo de velocidades a la entrada y salida, donde:

$V \rightarrow$ Velocidad absoluta.

$\alpha \rightarrow$ Angulo entre V y U.

$V_r \rightarrow$ Velocidad radial.

$V_u \rightarrow$ Componente tangencial de la velocidad.

$\beta \rightarrow$ Angulo entre la tangente del alabe y la circunferencia del rodete (ángulo del alabe).

De aquí obtenemos la altura ($H_{r\infty}$) que crea la bomba ideal, o lo que es lo mismo el incremento de la energía específica total del líquido en el rodete.

Ecuación fundamental de Euler:

$$H_{r\infty} = \frac{1}{g}(U_2 V_{\alpha 2} - U_1 V_{\alpha 1}) \rightarrow U_{1,2} = \frac{\pi n d}{60}$$

$$H_{r\infty} = \frac{1}{g}(U_2 V_{\alpha 2} \cos \alpha_2 - U_1 V_{\alpha 1} \cos \alpha_1) \rightarrow U_{1,2} = \frac{\pi n d}{60} \quad (4.7)$$

Si la corriente a la entrada es radial:

$$H_{r\infty} = \frac{U_2 V_{\alpha 2}}{g} \quad (4.8)$$

Donde:

$U_2 = W r_2 \rightarrow$ Velocidad de rotación o tangencial a la salida del rodete.

$V_{u2} \rightarrow$ Es la proyección de la velocidad absoluta.

En función del gasto (Q):

$$H_{r\infty} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q \cot \beta_2}{2\pi r_2 b_2} \right) \quad (4.9)$$

Triangulo de velocidades
A la entrada del rodete.

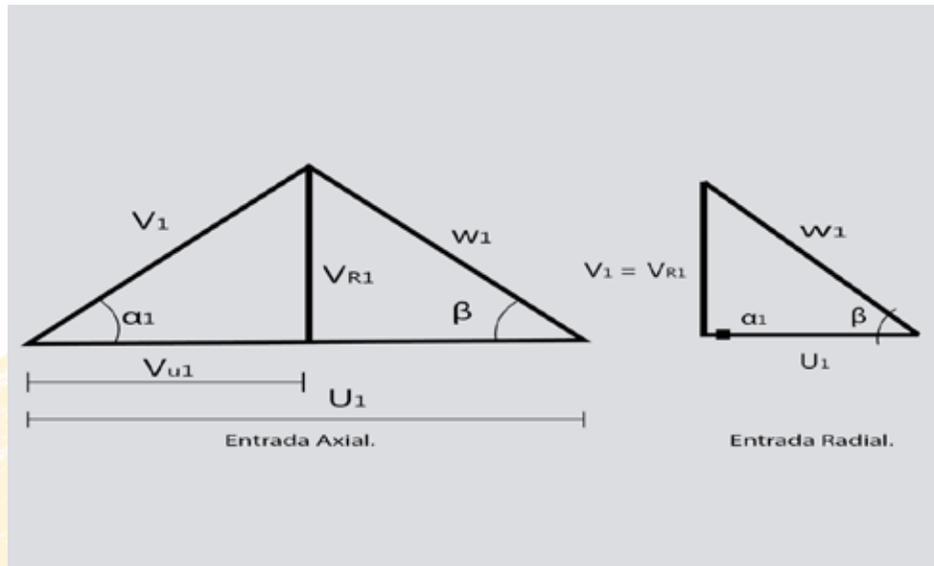


Figura 35 Triangulo de velocidades axiales y radiales
Ilustración: Héctor Terán

A la salida del rodete, se denota con subíndice 2, pero siempre es axial.
De la ecuación de ($H_{r\infty}$) en función del gasto se obtiene:

Si $\beta_2 < 90^\circ$ en este caso la ctg de β_2 es positiva y $H_{r\infty}$ disminuye al aumentar el caudal Q (impelente curvado hacia atrás.)

$$\tan \beta_2 = \frac{V_{2r}}{U_2} \quad \text{y} \quad H_{r\infty} = 0$$

Si $\beta_2 = 90^\circ$ la ctg $\beta_2 = 0$, la no depende del gasto y es igual a $H_{r\infty} = \frac{U_2^2}{g}$ (impelente radial).

Si $\beta_2 > 90^\circ$, la ctg β_2 es negativa, la $H_{r\infty}$ crece al aumentar el Q (impelente activo, curvado hacia delante).

De lo antes expuesto deducimos lo siguiente:

Los alabes inclinados hacia delante ($\beta_2 > 90^\circ$) dan elevadas, pero la practica demuestra que se obtiene bajos rendimientos.

El alabe más ventajoso y el que más se usa a menudo es el inclinado hacia atrás ($\beta_2 < 90^\circ$), en la mayoría de los casos ($\beta_2 \approx 30^\circ$)

Nota: Las ecuaciones anteriores están desarrolladas bajo ciertas hipótesis ideales, o sea, ausencia de rozamiento y circulación sin turbulencia, pero en las condiciones reales la hipótesis será inferior y mayores pérdidas.

Para el caso real existen varias pérdidas a diferencia del ideal que hay que tener en cuenta.

a. Pérdidas por corrientes circulatorias: estas pérdidas están dadas por el flujo contrario, circulatorio que se produce producto a su inercia.

Ht Para un número finito de alabes donde hay corriente circulatoria y si $1 = 900$ (corriente a la entrada es radial).

$$H_{\tau} = K \frac{U_2 V_{u2}}{g} \quad (4.9)$$

$$K = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{Z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (4.10)$$

$Z \rightarrow \# \text{ de alabes.}$

$$\varphi = \left(\frac{0.55}{0.65} \right) + 0.6 \sin \beta_2$$

No obstante, la mejor forma de obtener la corriente circulatoria es mediante ensayos y experimentos.

Si se conoce K se puede determinar D_2 :

$$D_2 = 8460 \frac{K \sqrt{H_{\tau}}}{n} \text{ (m)} \quad (4.11)$$

Pérdidas por rozamiento o fricción: Esta dado por el rozamiento que se produce entre el fluido y las superficies de los componentes de la máquina suplen, es por ello que se trata de hacer dichas superficies tan pulidas como prácticamente sea posible, si el acabado es rustico las pérdidas se pueden elevar hasta un 30%, lo que se acepta es que estas pérdidas estén entre 2 y 8% de la potencia absorbida por la máquina (Giles, 1991).

Pérdidas por turbulencias: a través de la disminución de las mismas se evitan los cambios bruscos de sección o de dirección del fluido.

Perdidas por fugas: Son aquellas que no afectan la altura de elevación de las bombas, si la presión de las maquinas suplentes, pero si reducen el caudal Q y aumenta P_{abs} (potencia absorbida) (Giles, 1991).

Perdidas mecánicas: Comprenden las perdidas por rozamiento en los cojinetes y en los prensa estopas, son difíciles de determinar con exactitud pero generalmente están comprendidas entre 2 y 4% de la P_{abs} .

Para el cálculo del rendimiento total de la bomba (η_T) hay que tener en cuenta:

Rendimiento volumétrico (η_V): es una medida de la cuantía de las fugas.

$$\eta_V = \frac{Q}{Q - q} \quad (4.12)$$

Donde:

Q → Flujo que realmente entrega la bomba.

q → Flujo fugado a través de los sellos (fugas internas). Kg/seg.

η_V → De las maquinas centrifugas esta entre (0.96 y 0.98) o sea (96 y 98%).

Rendimiento hidráulico (η_h): surge como resultado del rozamiento hidráulico y la formación de torbellinos.

$$\eta_h = \frac{QH_{bomba}}{H_{TZ}} \quad (4.13)$$

Donde:

H_{bomba} → Bomba altura real de la bomba.

H_{TZ} → Altura teórica, altura comunicada por el rodete al fluido.

η_h → De las maquinas está entre (0.8 y 0.96) o sea (80 y 96%).

Rendimiento mecánico (η_{mec}): son las pérdidas por fricción mecánica en empaquetaduras y cojinetes.

$$\eta_V = \frac{N_\tau - N_{mec}}{N_\tau} \quad (4.14)$$

Donde:

$N_\tau \rightarrow$ Potencia total que consume la máquina.

$N_{mec} \rightarrow$ Potencia mecánica. $N_{mec} = \frac{N_{ins}}{N}$

$N_{int} \rightarrow$ Potencia interna.

$N \rightarrow$ Potencia suministrada desde el motor al árbol de la máquina.

$N_{mec} \rightarrow$ De las máquinas centrífugas esta (0.92 y 0.95) o sea (92 y 95%).

$$\eta_\tau = \eta_h * \eta_{mec} * \eta_V$$

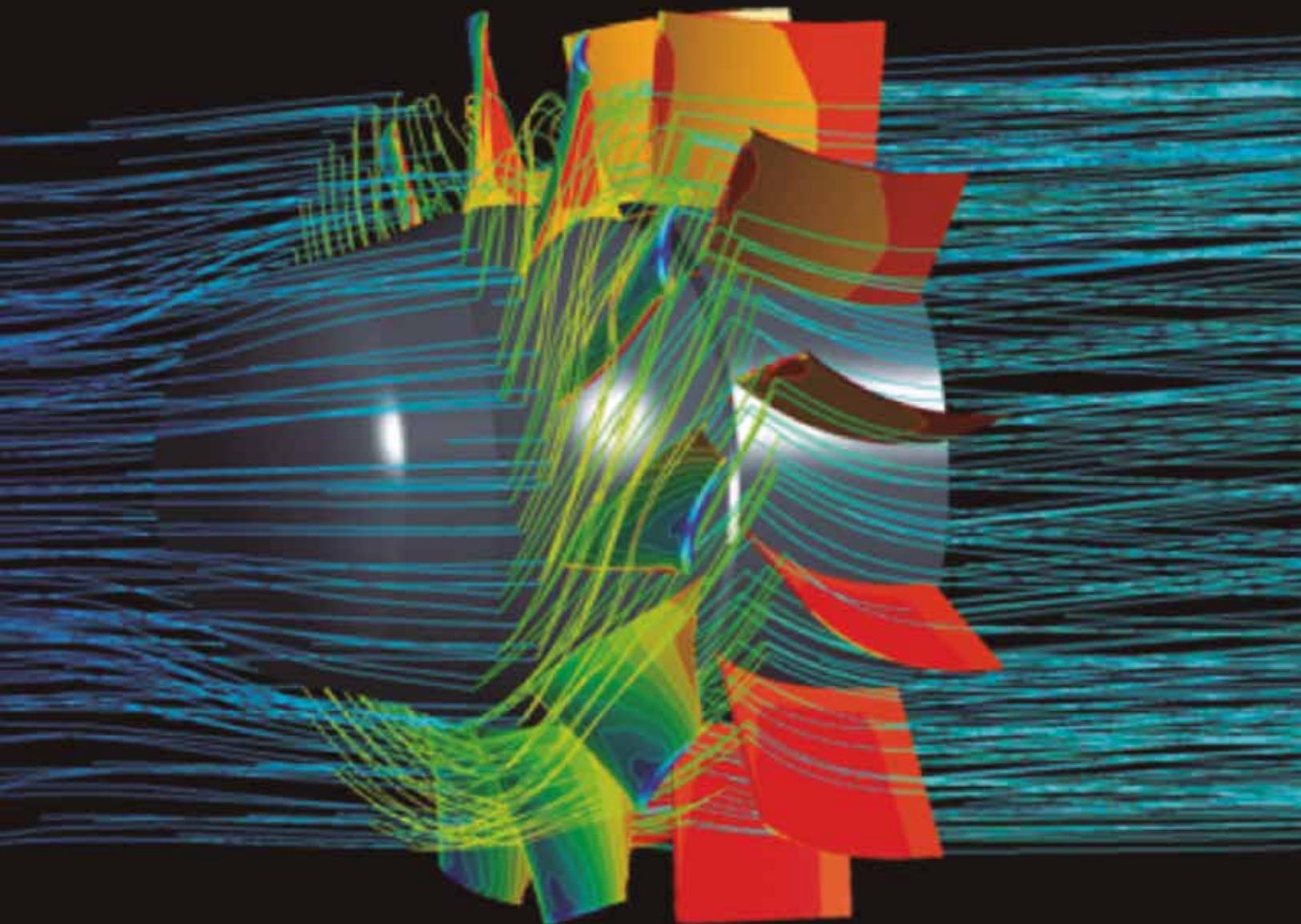
$$N_m = \frac{N_k}{N_{motor}} \quad (4.15)$$

Donde:

$N_h \rightarrow$ Potencia hidráulica.

$N_{motor} \rightarrow$ Potencia consumida por el motor.

$N_m \rightarrow$ Potencia del motor.



CAPÍTULO 5

Máquinas Dinámicas

Bombas Centrifugas (B.C.)

Criterios de semejanzas.

Los criterios de semejanzas permiten predecir el comportamiento de una maquina cuando varían sus parámetros de explotación o algunos de sus parámetros geométricos (Mott, 2006).

a) Semejanzas dinámicas: Es necesario que exista una proporcionalidad constante entre las fuerzas de igual naturaleza que actúan en puntos correspondientes de la máquina, geométrica y simonáticamente semejantes.

De lo antes expuesto se puede deducir que para que dos máquinas sean semejantes es necesario que cumplan los criterios de semejanzas en todos los puntos respectivos de ambas máquinas, es por ello que la fabricas que producen máquinas centrifugas tienen generalmente en la producción una serie de máquinas geoméricamente semejantes (Cergel, 2006).

De aquí se deduce las siguientes relaciones.

$$\frac{P_{1b}}{P_{1\alpha}} = \frac{P_{2b}}{P_{2\alpha}} = \dots = \frac{P_{ib}}{P_{i\alpha}} = \delta p = cte$$

De lo antes expuesto, se puede deducir que para que 2 máquinas sean semejantes es necesario que se cumplan los criterios de semejanza en todos los puntos respectivos de ambas maquinas es por ello que las fábricas que producen maquinas centrifugas tienen generalmente en la producción maquinas geoméricamente semejantes.

De aquí se deduce las siguientes relaciones:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} * \frac{\eta_1}{\eta_1} \quad (5.1)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \Rightarrow \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} * \frac{\eta_1}{\eta_1} \quad (5.2)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \Rightarrow \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} * \frac{\eta_1}{\eta_1} \quad (5.3)$$

De las fórmulas de proporcionalidad de caudal y carga se construyen las curvas características de la bomba al pasar de un número de rpm a otro.

Formas de Regular la capacidad de las bombas.

De aquí se deduce que hay formas de regular la capacidad de las bombas centrífugas:

- i. Con la estrangulación.
- ii. Variando el número de las revoluciones.
- iii. Variando la frecuencia de rotación del árbol de la máquina.
- iv. Actuando sobre el flujo que entra en la máquina. Usando guías de plantas especiales o sea variando la prerotación del fluido.

Es más económico regular variando el número de rpm ya que la eficiencia de la bomba permanece constante por el contrario este método es muy difícil pues hacen falta dispositivos complementarios es por ello que es más cómodo regular la bomba mediante la estrangulación aunque la eficiencia de la bomba disminuye considerablemente con la disminución del suministro debe ser del fluido

La regulación por estrangulación para rpm constante se logra introduciendo una resistencia hidráulica en la red de tuberías de la máquina, esta regulación solo se emplea en el caso de disminuir el caudal

Velocidad Específica.

La velocidad específica es un coeficiente que basado en los criterios de semejanza caracteriza a las máquinas comparándola con una máquina hipotética que entrega un caudal ($Q= 0.75$) con una $H=1m$ es decir es el número de rpm del impelente para una forma determinada de impelentes.

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} * 3.65 \quad (5.4)$$

Cuando $n_s \uparrow$ entonces: $n \uparrow , Q \uparrow , H \uparrow$.

El coeficiente de velocidad específica está relacionado estrechamente con las formas del rodete de las bombas.

1. La $n_s \uparrow$ cuando: $\uparrow \frac{D_1}{D_2}$, $\frac{b_1}{D_2}$ o $\frac{b_2}{D_2}$ el que más influye es $\frac{D_1}{D_2}$.

2. La $n_s \uparrow$ cuando: $\beta_1 \uparrow$, para entrada axial del fluido

$$\tan \beta_1 = \frac{V_1}{U_1} \Rightarrow n_s \uparrow, \text{ cuando } : V_s \uparrow$$

La $n_s \uparrow$ cuando menor sea el número de alabes y más corta su longitud y la anchura relativa del rodete $\uparrow \frac{b_2}{D_2}$.

- De aquí se puede concluir que las unidades con velocidad específica elevada son más eficientes, se caracterizan por entregar mayor caudal y menor carga.
- Las unidades con velocidades específicas elevadas llamadas rapidez poseen una velocidad angular más pequeña.
- B2 baja cuando las velocidades específicas son altas

Relación de las velocidades específicas con respecto a la eficiencia.

La eficiencia hidráulica varía muy poco con la velocidad específica, depende de la fricción de la superficie de los componentes de la bomba (Mataix, 1982)

La eficiencia volumétrica y la mecánica cambian considerablemente al disminuir las velocidades específicas.

Clasificación de las Bombas Según la Velocidad Específica

Lentas $n_s \leq 80; \frac{D_2}{D_1} = 2.2 - 3.5$

Normales $n_s = 80; \frac{D_2}{D_1} = 1.8 - 2.2$

Rápidas $n_s \geq 80; \frac{D_2}{D_1} = 1.3 - 1.8$

Diagonales o de helicoidales $n_s = 300 - 600; \frac{D_2}{D_1} = 1.1 - 1.3$

Axiales o de hélices: $n_s = 600 - 1200; \frac{D_2}{D_1} = 1$

Trabajo en Serie

En ocasiones para satisfacer los requisitos de la producción es necesario operar más de una máquina simultáneamente (serie o paralelo).

Se dice que una máquina está trabajando en serie cuando la descarga de una de las máquinas está acoplada a la succión de la otra máquina.

En este caso la carga o altura (H) es de elevación combinada para cualquier caudal (Q) es igual a la suma de las cargas o alturas correspondientes a cada una de ellas (Nekrasov, 1968).

Las curvas de potencia absoluta combinada se pueden obtener sumando la potencia dada por las curvas individuales de cada bomba.

Para la conexión en serie se deben elegir bombas que tengan aproximadamente el mismo caudal de diseño (dimensiones de la tubería de succión e impulsión sean iguales)

Trabajo en Paralelo

Se dice que dos o más máquinas trabajan en paralelo cuando su caudal de flujo (Q) a la salida y entrada está conectado a una misma tubería entre ellas con el objetivo de aumentar el flujo en la descarga.

Como la descarga o la presión en la tubería es una sola cada bomba adaptará su funcionamiento a dicha carga, es decir se trabaja con carga constante (Chanson, 2002).

La potencia resultante será la suma de las potencias en cada máquina

Nota: Q_0 representa el punto donde se debe desconectar la bomba B, pues produce un gasto innecesario de potencia, si se deja conectada estaría trabajando en marcha o vacío (Crespo, 2006).

En esta conexión se usa válvulas de salida para evitar el fluido de una hacia otra cuando se diferencia en su caudal de descarga.

En este caso el caudal obtenido siempre es menor que el doble aproximadamente para una máquina.

Nota: En las instalaciones industriales muchas veces aparecen conexiones en paralelo con el fin de mantener una unidad de reserva.

Mientras más bombas se conecten en paralelo más aplanada es la curva resultante y menor la ganancia final en el flujo obtenido.

La conexión en paralelo es más ventajosa que la de serie.

Trabajo de las bombas con inestabilidad en su característica.

Cuando a una bomba centrífuga se cierra la válvula de descarga interrumpidamente se obtiene una zona donde se produce la disminución de la carga. Este fenómeno no es un paso deseado y se conoce como marcha oxidante o pompage, debe evitarse cuanto sea posible tanto en el cálculo como en el funcionamiento pues somete a la máquina y también al conjunto del sistema a grandes esfuerzos y puede provocar roturas en la máquina y en el sistema.

Formas de separar la marcha oscilante o pompage:

- Conexiones de las bombas en paralelo.
- Usando $\beta_2 < 90^\circ$
- Utilizando bombas con difusores
- Mediante la reducción del número de alabes del impelente, aunque esto provoca disminución de la eficiencia hidráulica.

Nota: Las variaciones bruscas del gasto provocan sobre cargas dinámicas en los elementos giratorios de la máquina llegando a destruirlos.

Condiciones en las que pueden ocurrir el pompage o marcha oscilante:

1. La masa del fluido tiene posibilidades de realizar pulsaciones, por ejemplo, en sistemas de alimentación de calderas o de conductos.
2. El sistema tiene capacidad de acumulación, esta capacidad permite entregar energía e impresión. La capacidad puede estar dada por una acumulación de vapor en la caldera o una gran longitud en los conductos que unen las bombas con la caldera o una acumulación de aire.
3. Que la característica H contra Q tiene una forma que intercepta la característica del sistema en dos puntos. En este caso el trabajo inestable ocurre cuando el gasto que entrega la bomba es menor que el correspondiente al gasto a máxima carga.

Las máquinas que tienen estas formas de características H contra Q deben seleccionarse cuidadosamente para que el punto de operación siempre se encuentre en la derecha del punto límite del trabajo estable.

Composición de la instalación de bombeo.

El grupo de bombeo consta:

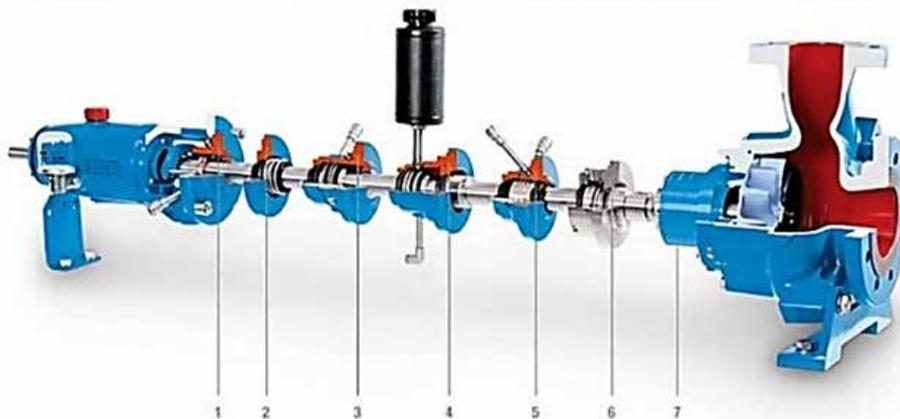
- La Bomba
- El Motor
- Los accesorios para la tubería
- Los aparatos de medidas o instrumentación Dispositivos para llenar la bomba con líquidos antes de la puesta en marcha(cebado)
- Dispositivos de arranque del motor
- Los Aparatos para el mando automático.

La composición de los grupos de bombeo se determina por la destinación de las últimas.



a) Bomba y motor

b) Impulsor de flujo radial



Corte de una bomba

1. Prensa Estopa
2. Sello Mecánico Simple
3. Sello Mecánico Simple con flushing externo
4. Sello Mecánico Doble con líquido no presurizado
5. Sello Mecánico Doble configuración back-to-back, presurizado
6. Sello Mecánico de Cartucho
7. Sello Hidrodinámico

Figura 36. Bomba centrífuga.
Systems, CAC. (2017). Bomba Centrífuga. [Figura]. Recuperado de: <http://eggerpumps-la.com/category/productos/bomba-centrifuga-egger-turo/>

Aspectos relacionados con la composición

- En los sistemas de bombeo la bomba y el motor están unidos con ayuda de un acoplamiento elástico, se ubican en el bastidor hecho de acero, laminado, perfilado. Este bastidor donde están ubicados la bomba y el motor se fija a la cimentación a través de pernos.
- La cimentación es cualquier estructura rígida suficientemente pesada que proporcione un soporte rígido permanente en toda el área de la plancha de la base y absorba cualquier esfuerzos o impactos normales es decir la segmentación debe ser resistente para reducir las vibraciones y rigidez para evitar desplazamientos o salida de alineación.

Nota: La cimentación de concreto construidas desplantándose desde suelo firme son las más satisfactorias.

La tubería de aspiración y de descarga: Deben tener dispositivos independientes para que no repercuta ningún esfuerzo sobre la cubierta de la bomba, tales esfuerzos pueden ser la causa de pérdida de alineación y rozamiento.

La tubería de aspiración debe ser tan corta y recta como sea posible. Todos los codos serán de radios grandes para que ofrezcan menor fricción y permitan una distribución uniforme del fluido. Por lo general el diámetro se hace de uno o dos veces mayor que el de la platina de la bomba, esto asegura la máxima altura útil de aspiración de la bomba. La tubería de aspiración debe ser hermética y que no forme bolsas donde pueda alojarse el aire o gases disueltos. Si se requiere de una línea de succión larga

el tamaño de la tubería debería de aumentarse para reducir las pérdidas por fricción.

Una vez que la tubería ha sido instalada se hace girar la bomba (marcha en vacío) para comprobar las fugas a través de las juntas por medio de una llama.

La colocación de la bomba debe ser de acuerdo para que además de permitir la máxima altura en la aspiración sea fácil acceso para la inspección y reparación.

Para bombas de succión negativa se usan válvulas de pie (cheques) para retener el líquido en dicha succión y filtros para evitar la presencia de impurezas o partículas en suspensión que ocasionan interrupciones en el funcionamiento.

En la tubería de impulsión o descarga usualmente se usan una válvula de retención y otra de paso:

- La válvula de retención se usa para impedir el retorno del líquido de la bomba, la cual provocaría fallos inesperados en el funcionamiento.
- La válvula de paso se utiliza con el objetivo de regular la capacidad.

Juntas de Expansión

Se usan algunas veces para las líneas de succión y descarga de las bombas centrífugas para evitar que se transmitan cualquier clase de esfuerzo de la tubería a la bomba, pero producen una reacción y un torque en la bomba y en su cimentación, por lo que pueden causar mayores problemas. Las juntas de espacio pueden ser:

- De deslizamiento.
- De Diafragma Corrugados (Fuelles)

Aparatos de Medidas o Instrumentación:

Estos instrumentos tienen como objetivo la inspección y vigilancia de las bombas durante la operación de estas. La información que se obtiene con el instrumento de medición puede ser útil en el diagnóstico del fluido o para indicar problemas ajenos a la propia bomba. El tipo y cantidad de instrumentos adecuados para supervisar una instalación dada se determina con la aplicación, diseño y tamaño del mismo.

Entre los instrumentos se encuentran:

Instrumentos de Presión:

- Manómetro.
- Vacuo metro
- Manómetros Diferenciales

Instrumentos para temperatura:

- Termómetro de Válvulas Protegidas.
- Termopares.

Instrumentos para la medición de flujo:

- Roto metros: Unidad de flujo de agua de enfriamiento.
- Metro Orificio
- Metro Venturi
- Tubo de Pitot Especiales.

Instrumentos para velocidades:

- Tacómetro.

Monitores para la vibración del árbol o de los cojinetes.

Medidores de Torsión.

- Dinamómetros.

Mediciones eléctricas (para determinar la potencia)

- Amperímetro.
- Voltímetro.
- Vatímetro.

Dispositivos para el cebado de las bombas: Estos dependen del procedimiento de cebado que se utiliza en cada caso en particular por ejemplo:

- Cebado por bomba de vacío.
- Cebado por eyector.
- Válvula de pie.

Operación y Mantenimiento.

Las bombas centrífugas se seleccionan para una capacidad (Q) y carga (H) total determinadas cuando operan a sus velocidades específicas (n_s). Estas características se conocen como condiciones específicas de servicio las condiciones en las que las bombas operaran la mayor parte posible. La eficiencia de la bomba es el máximo para estas condiciones y así se seleccionaran las bombas siempre que sea posible sin embargo con frecuencia se requiere que las bombas operen a capacidades y cargas diferentes a las condiciones para la cual fue seleccionada, por lo que hay que tener mucha precaución en la operación, arranque y parada de las bombas centrífugas, debido a los diversos problemas que se producen al operar las bombas en condiciones anormales.

Puesta en marcha:

La bomba debe estar cebada para que este en posibilidad de suministrar el fluido ya que esto trae consigo el agarrotamiento de las áreas de cierre así como que el árbol se ralle en el prensaestopas, los prensaestopas o sellos sufren desgastes debido a la fricción, pues su enfriamiento es mediante el propio fluido, al existir zonas constituidas por espacios ocupados de aire la bomba no succionara el fluido y por consiguiente disminuirá el caudal.

La válvula de compuerta en la tubería de impulsión de la bomba centrífuga debe estar cerrada (para $n_s < 300$) y debe de abrirse gradualmente a fin de evitar una fuerte carga respectiva sobre el motor, así como una sobrepresión momentánea en la tubería de impulsión (rodetes del tipo radial y Francis). En las bombas de flujo mixto y de hélice ($n_s > 300$), la válvula de salida debe estar totalmente abierta durante la puesta en marcha porque en estas bombas la potencia adsorbida es mínima (N_{abs} mínima) con el caudal máximo ($Q_{máx}$).

A pesar que el funcionamiento de la bomba centrífuga es seguro se debe tenerse en cuenta los siguientes aspectos:

- Que los cojinetes y el cuerpo del motor se mantengan a bajas temperaturas, en condiciones normales no deben superar los 60o C.
- Que el ajuste de los prensaestopas (sellos) sea el adecuado para permitir una ligera fuga de fluido (por gotas) para su refrigeración y lubricación.

- Que el fluido llegue al cierre hidráulico de la tapa de aspiración para evitar la introducción de aire.
- Arrancar el motor.
- Abrir lentamente la válvula de descarga para bombas con $n_s < 300$.
- Revisar el funcionamiento del motor, la bomba, su calentamiento y lubricación.

Paradas de las bombas centrifugas:

Para proceder a la parada de las bombas centrifugas, la válvula de salida debe estar en su posición inicial completamente cerrada, con el objetivo de que sea mínimo la potencia absorbida y se eviten las sobrepresiones momentáneas en el sistema y luego su apoyo en el motor.

Con el desarrollo de la técnica en la industria se coloca sistemas automáticos los cuales permiten el buen funcionamiento en los sistemas de bombeo.

Mantenimiento: Este se realiza en los casos de bombeo según planificación, dado por los productores de las bombas. Si se tratara de líquidos que contienen materiales arenosos o que sean corrosivos la inspección puede ser mensual, si el líquido a trasegar es agua limpia la comprobación puede ser anual.

De forma general se debe desmontar periódicamente en su totalidad para examinar si el desgaste y la corrosión son excesivos.

Fallas en el funcionamiento de las Bombas Centrifugas

Las fallas de operación en las bombas centrifugas se reducen a dos grandes dificultades.

Fallas en el Bombeo: Se producen por dificultades en la succión y en el sistema, esto se debe a:

- No está cebada la bomba.
- Bolsa de aire en la succión.
- Insuficiente valor de H_s (carga de succión)
- Rotación invertida
- Carga de diseño insuficiente.

Fallas Mecánicas, se debe a:

- Desalineamiento en el acoplamiento de la bomba motor.
- Árbol doblado.
- Cuerpos extraños en el impelente.
- Roces internos.
- Cojinetes desgastados.
- Defectos en el montaje de las empaquetaduras.
- Falta de lubricantes.
- Instalación incorrecta de cojinetes.

Altura de aspiración o carga neta positiva de succión (NPSH).

Cavitación es el fenómeno que ocurre en las bombas, “Es el fenómeno físico que tiene lugar cuando la presión de un líquido en movimiento (presión estática) alcanza valores inferiores a la presión de saturación del líquido” (Balcazar, 2013). El líquido se vaporiza formando cavidades de vapor, burbujas las cuales son arrastradas por la corriente llegando a regiones de alta presión, provocando caída del bombeo y de la eficiencia, erosión, corrosión, vibraciones y ruidos.

Por lo tanto, es de suma importancia evitar este fenómeno por lo que las investigaciones demuestran que la cavitación va acompañada de procesos térmicos y electroquímicos que influyen esencialmente en la destrucción de la superficie de la cavidad de paso de las bombas. Es por ello que la cavitación es perjudicial no solo porque destruye el metal de la bomba, sino porque disminuye el rendimiento.

Para evitar que ocurra la cavitación será necesario que en la succión de la bomba exista una presión superior a la de saturación correspondiente a la temperatura del líquido succionado. Aplicando Bernoulli se obtiene el coeficiente de cavitación:

$$\Delta h = \frac{P_c}{\gamma} + \frac{V_v^2}{2g\alpha} + \frac{P_v}{\gamma} \quad (7.1)$$

Ahora bien como que la cavitación tiene lugar cuando la presión absoluta del líquido alcanza el valor de su tensión de vaporización, es evidente que el fenómeno está íntimamente relacionado con la altura en la aspiración de la bomba (NPSH).

Al proyectar la instalación de una bomba o al comprar una de ellas deben considerarse dos tipos de altura en la aspiración:

1. Altura de aspiración con que se cuenta en el sistema, se le llama carga o altura disponible (NPSH_d)

2. Altura requerida en la aspiración por la bomba que debe instalarse, se llama o altura permisible (NPSH_p o NPSH_r)

Para evitar la cavitación es conveniente que:

$$NPSH_d \geq NPSH_p \text{ o } NPSH_{requerido}$$

$$NPSH_s \geq NPSH_b$$

$$NPSH = H_s = \frac{P_b}{\gamma} \pm Z_1 - P_{erd} - \frac{P_v}{\gamma}$$

$$H_{sist} = \left(\frac{P_2}{\gamma}\right) + \left(\frac{v_s^2}{2g}\right) \quad (7.2)$$

$$NPSH = H_s^{permisible} = \frac{P_b - P_d}{\gamma} \Rightarrow \gamma = g * \rho$$

$$H_{sist} = \left(\frac{P_v}{\gamma * g}\right) \quad (7.3)$$

Donde:

H_s Altura en la succión permisible.

P(b) Presión que actúa sobre la superficie libre del líquido en el recipiente de donde succiona la bomba (P_{atm})

$$NPSH_d = H_s^{Dip} = \frac{P_b}{\gamma} \pm Z_{1-P_{erd}} - \frac{P_v}{\gamma} \quad (7.4)$$

Donde:

Z₁ Es altura geométrica de succión medida desde el eje de rotación de la bomba hasta la superficie libre del líquido del recipiente donde se succione. Este valor es positivo cuando el recipiente de succión se encuentra por encima del eje de la bomba y negativo en caso contrario.

P_{erd} Es la pérdida de carga en la tubería de succión de la bomba producida por la fricción y se calcula por la ecuación de Darcy.

$$P_{erd} = \lambda \cdot \frac{L_{tr}}{D} \cdot \frac{V_e^2}{2g} + \sum_{i=1}^n K \cdot \frac{V_e^2}{2g} \quad (7.5)$$

Donde:

λ Es el coeficiente de Fricción en tuberías

L_{tr} Son las longitudes de los tramos rectos de la tubería de succión.

K Coeficiente de los accesorios

Para que no exista la cavitación será necesario que $H(sbomba) \geq 0$ no obstante esto solo es una condición necesaria, pero no suficiente ya que cada bomba tiene sus propias características por lo que será necesario que la altura disponible de la succión sea:

$$\Delta h \triangleright 0$$

$$H_s ; NPSH_B \geq 0$$

Ventiladores Centrífugos

Características de los Ventiladores Centrífugos.

Se llama Ventilador Centrifugo a las máquinas que realizan el mezclado de gases puros con materiales sólidos, los cuales poseen en su mayoría un grado de elevación de la presión no mayor de 1,15 con la densidad del flujo de $1,2 \text{ kg/m}^3$, o sea son equipos empleados para el trasiego de aire u otros gases industriales en aquellos casos en los que no se requiere llevar la presión del gas a más de 1,15 veces, para una densidad del gas de 1.2 kg/m^3 , o lo que es lo mismo si la diferencia de presiones en la máquina es menor de (250 a 300) mm en la columna de agua.

Los ventiladores centrífugos están ampliamente divulgados en la industria y la economía comercial:

- Ventiladores de Edificios
- Aspiración de Sustancia Nocivas en los procesos tecnológicos.
- Para el suministro de aire a la caja de fuego de las calderas.

- Para el mezclado de mezclas combustible en los sistemas de preparación de polvo.
- En la aspiración de gases de hollín.
- En los sistemas de acondicionamiento de aire centralizado.

El índice característico de los ventiladores centrífugos es la elevación de la presión a cuenta del trabajo de la fuerza centrífuga del gas, que se desplaza en la rueda de trabajo del centro al principio es decir la mayor presión del fluido a través del elemento motriz (impelente)

Principales componentes

Conducto de Entrada

Es el encargado de conducir el gas desde el exterior del ventilador al interior del impelente. Estos pueden tener varias configuraciones, la selección de estas dependen de las posibilidades constructivas y de costo permisible del ventilador.

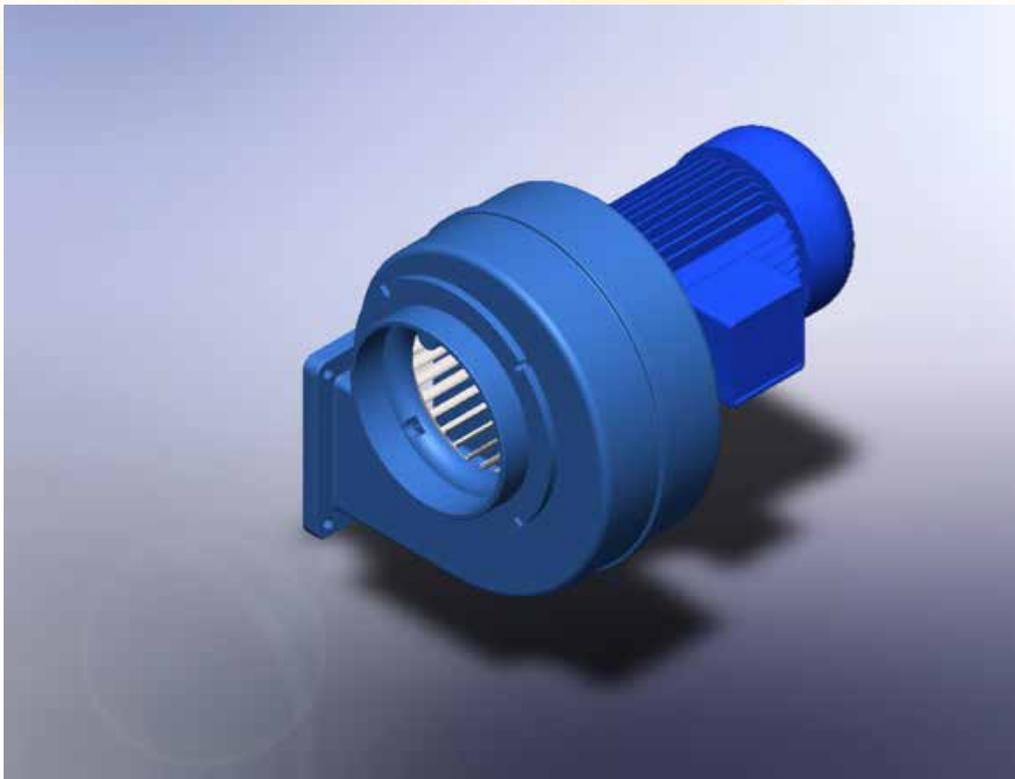


Figura 37. Ventilador centrífugo de simple entrada.
Ilustración Guido Torres

Impelente:

Es donde ocurre la entrega de energía al fluido que penetra en él, generalmente está formado por el disco delantero y el trasero y los alabes se encuentran fijos entre los discos. En ocasiones se emplean impelentes semi abiertos.

Alabes:

Los alabes de los impelentes de los ventiladores científicos generalmente son curvos, aunque en algunas construcciones pueden emplearse alabes rectos. Los alabes perfilados requieren de una tecnología más compleja para su construcción y es más costosa su producción, no obstante, se logra elevar de modo considerable la eficiencia hidráulica del ventilador al disminuir las perdidas hidráulicas.

Voluta:

Tiene como función la recolección del flujo que sale del impelente y conducirlo en una dirección determinada, así como también convertir parte de la carga dinámica en presión.

Conducto de salida:

Es el encargado de guiar el gas hacia la parte exterior.

Curvas características

Se llama curva característica los gráficos de altura de presión (H_p), potencia en el árbol (N) y el rendimiento (η) en función del caudal volumétrico (Q).

Estas características se obtiene mediante el ensayo de ventiladores con frecuencia de rotación constante ($n=cte$) y se trazan para aire con densidad igual a 1.2 kg/m^3 .

Estas curvas son típicas de cada diseño dependiendo de β_2

$$N = Q \cdot H \cdot \gamma \quad (8.1)$$

Curvas Características para Ventilador Centrifugo con $\beta_2 > 90^\circ$

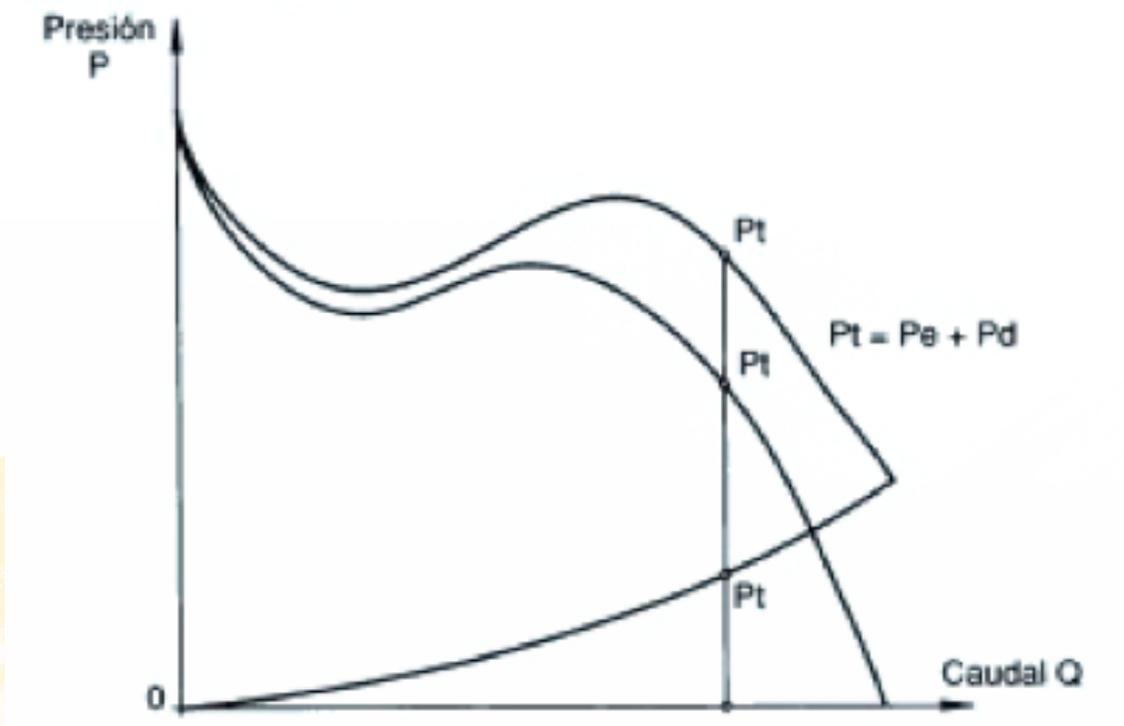


Figura 38. Curva característica típica de ventilador con alabes hacia adelante.
Ilustración Guido Torres

Aquí la presión (P) a baja capacidades (Q) disminuye y luego aumenta, el rendimiento (η) es máximo aproximadamente donde las presiones son máximas, el nivel de ruido es menor cuando el rendimiento es máximo y aumenta a altas velocidades.

$$\downarrow Q \downarrow P$$

$$\uparrow Q \uparrow P$$

$$\eta_{m\acute{a}x} \approx P_{m\acute{a}x}$$

$$N_R \downarrow \eta_{m\acute{a}x}$$

$$N_R \uparrow n \uparrow$$

Curvas Características para Ventilador Centrifugo con $\beta_2=90^\circ$

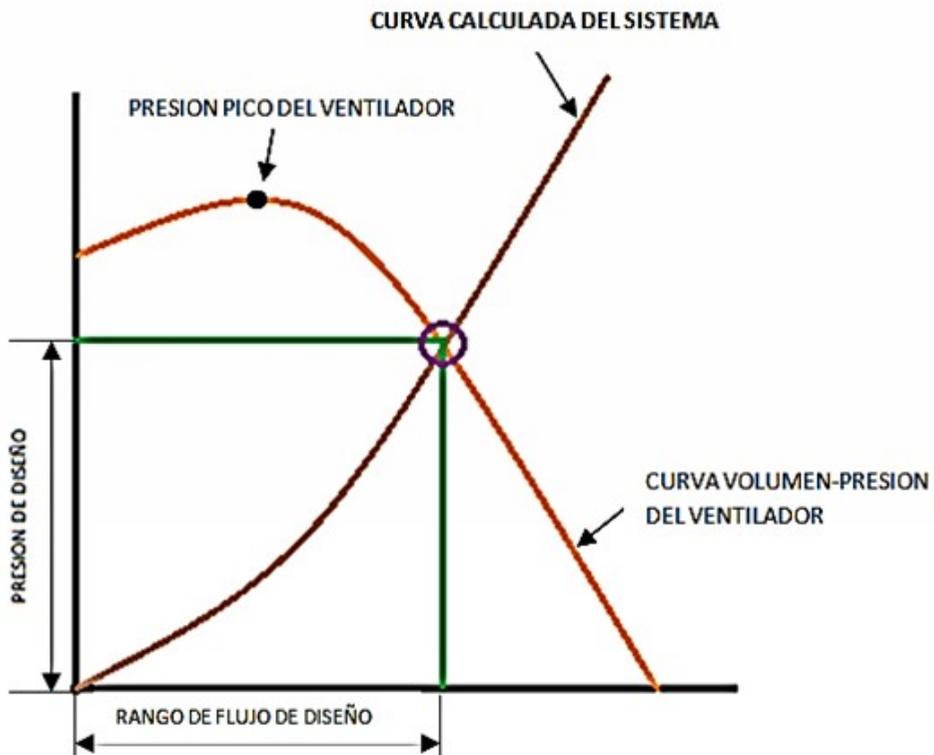
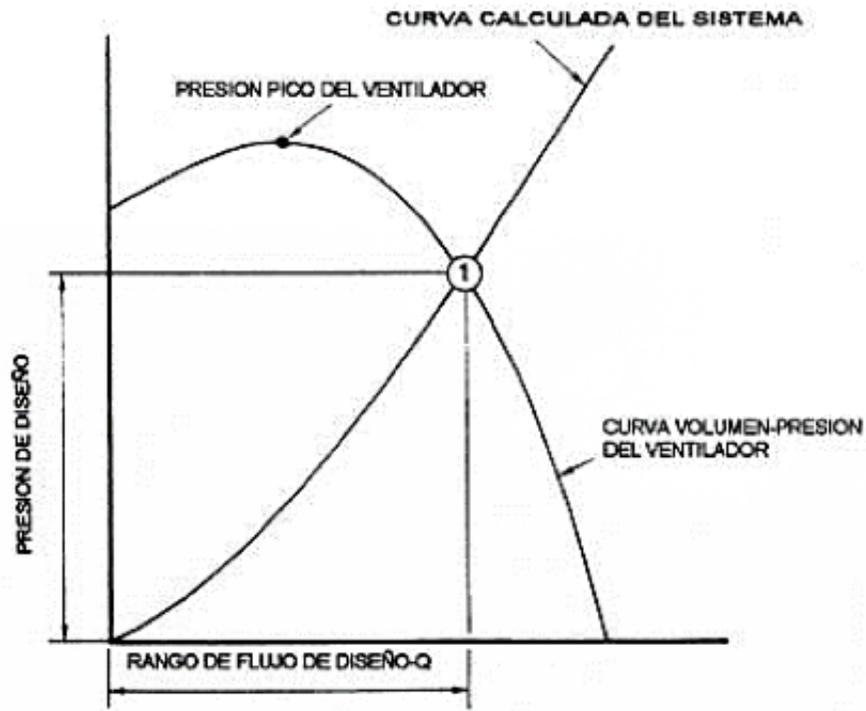


Figura 39. Curva característica típica de ventilador con alabes de salida radial. Fernández, P. (2000). Compresores (p119.) [Figura]. Recuperado de: Redsauce Engineering Services

Curvas Características para Ventilador Centrifugo con $\beta_2 < 90^\circ$

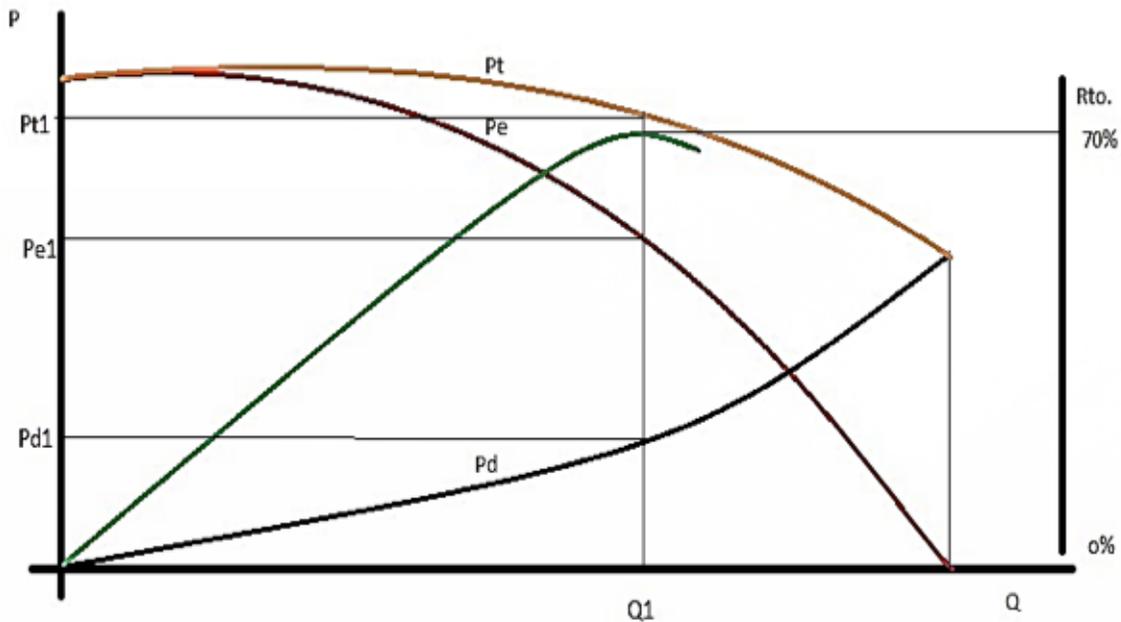


Figura 40. Curva característica típica de ventilador con alabes hacia atrás.

Fernández, P. (2000). Compresores (p119.) [Figura]. Recuperado de: Redsauce Engineering Services

Los Ventiladores centrífugos con $\beta_2 > 90^\circ$ ($\downarrow \frac{D_2}{D_0}$), luego para igual Diámetro exterior entrega más flujo ($Q \uparrow$) que los de $\beta_2 < 90^\circ$

Los Ventiladores centrífugos con $\beta_2 > 90^\circ$ al tener aspas más cortas su número son mayores:

$$\beta_2 > 90^\circ \rightarrow Z = (30 \div 60) \rightarrow D_{imp} = (3 \div 132'') = (7,6 \div 335,28 \text{ cm})$$

$$\beta_2 < 90^\circ \rightarrow Z = (6 \div 16) \rightarrow D_{imp} = (12 \div 132'') = (30,48 \div 335,28 \text{ cm})$$

$$\beta_2 = 90^\circ \rightarrow Z = (6 \div 16) \rightarrow D_{imp} = (6 \div 100'') = (15,24 \div 254 \text{ cm})$$

Los Ventiladores centrífugos con $\beta_2 < 90^\circ$ son axialmente más cortos

Los Ventiladores centrífugos con $\beta_2 > 90^\circ$ se aplican en edificios comerciales.

Los Ventiladores centrífugos con $\beta_2 < 90^\circ$ se aplican en instalaciones industriales.

La potencia (N) de los Ventiladores Centrífugos de $\beta_2 > 90^\circ$ se escoge 1.2 a 1.3, que es la potencia máxima esperada.

Los Ventiladores centrífugos presentan una ($\eta_{\text{máx}} = (30 \div 60)$) del flujo total.

Clasificación de los Ventiladores Centrífugos

Existen diferentes tipos de los Ventiladores Centrífugos dependiendo desde el punto de vista que se analice:

De acuerdo al ángulo de salida (β_2) del alabe:

Curvado hacia atrás. $\beta_2 < 90^\circ$ $\eta_{\text{máx}} \approx 0.90$

Radiales. $\beta_2 = 90^\circ$ (se emplean para impulsar aire sucio y altas temperaturas)

Curvado hacia delante. $\beta_2 > 90^\circ$ $\eta_{\text{máx}} = (65 \div 70)$

Según la magnitud de la presión que produce

De baja Presión crean una altura de presión (Hp) hasta 100mm en la columna de agua.

De presión medios estos crean una altura de impulsión entre 100 y 300mm en la columna de agua.

De alta presión crean una altura entre 300 a 1500mm en la columna de agua.

Todos los grupos de ventiladores tienen el mismo diseño y solo se diferencian en la posición de impulsión y el rodete.

- Plástico.
- Aluminio.
- Acero: Estos en función del tipo de gases a trasportar, presión desarrollada, lugar de instalación.

Parámetros básicos de los Ventiladores Centrífugos

Presión (P): Es el parámetro que caracteriza la cantidad de energía que la maquina le trasmite al fluido al pasar por ella.

$$P_T = P_E + P_v \quad (8.2)$$

$P_v = P_d \Rightarrow$ Presión por velocidad o presión dinámica o de impulso

$$\Delta P_T = P_s - P_E + \rho \cdot \frac{(V_s^2 - V_E^2)}{2} \quad (8.3)$$

Donde:

- Diferencia de presión total del fluido (PT)
- La presión por velocidad (Pv)
- Presión de salida (Ps)

- Presión de entrada (PE)
- Velocidad de salida y de entrada (V_s y VE)

La presión estática (PE)

$$P_E = P_T - P_V \quad (8.4)$$

$$P_E = P_T - \rho \cdot \frac{(V_S^2 - V_E^2)}{2} \quad (8.5)$$

La presión por velocidad (P_v)

$$P_v = \rho \left(\frac{V_S^2 - V_E^2}{2} \right) \quad (8.6)$$

La presión total desarrollada por un ventilador depende del volumen del flujo de aire.

La Capacidad (Q): No es más que el volumen que es capaz de entregar la maquina por unidad de tiempo a través del conducto de salida.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (8.7)$$

$$Q = V \cdot S \quad (8.8)$$

Velocidad de Rotación (n): Numero de rpm.

Potencia (N): Es el trabajo consumido por la maquina en un segundo al medio ambiente.

$$N_E = I \cdot V \cdot \cos\varphi \quad (8.9)$$

$$N_u = Q \cdot P \cdot \gamma \quad (8.10)$$

$$N_{abs} = M \cdot w \rightarrow w = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (8.11)$$

$$N_{rodete} = \frac{Q \cdot P_T}{\eta_V \cdot \eta_h} \quad (8.12)$$

El Rendimiento (η): Es la relación que existe entre (N_u) y la que es necesaria entregar al eje de la maquina (NE).

$$\eta_T = \frac{Q \cdot P_T}{N_a} (\%) \quad \eta_k = \frac{P_T}{P_{T\infty}} \quad (8.13)$$

$$\eta_{inst} = \frac{N_U}{N_{elec}} \quad (8.14)$$

$$N_{elec} = I \cdot V \cdot \cos\phi \quad (8.15)$$

$$\eta_E = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_{est}}{1000N} = \frac{Q \cdot P_E}{1000N} = \frac{Q \cdot P_E}{N_{abs}} \quad (8.16)$$

$\eta_{mec} = \frac{N_U}{N_{ads}} (\%) \Rightarrow$ Rendimiento mecánico, \therefore si una Bomba Centrífuga es ideal, significa

Que $\eta_{mec} = 1$ y $\therefore N_U = N_{ads}$ o sea $M \cdot \omega = H \cdot \gamma \cdot Q$

$\eta_i = \frac{N_U}{N_E} (\%) \Rightarrow$ Rendimiento de la instalación o conjunto Bomba - Motor.

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_h (\%) \quad (8.17)$$

$\eta_v = \frac{q}{Q+q} \Rightarrow \eta_v = (0,96 \div 0,98)$, pero (q) es muy engorroso se determina experimentalmente.

Nota: En los Ventiladores se considera la presión efectiva total (ΔP) en vez de (H)

$$H = \frac{\Delta P_T}{\gamma} = \frac{\Delta P_T}{g \cdot \rho} \Rightarrow P = H \cdot \gamma \quad (8.18)$$

Bombas Centrífugas y Ventiladores Centrífugos

Criterios de Semejanzas.

Igual que las bombas centrífugas el criterio de semejanza es el que permite predecir el comportamiento de una maquina cuando varían sus parámetros de explotación o algunos de sus parámetros geométricos.

Los criterios de semejanzas se pueden agrupar en:

1. Semejanza Física o Geométrica (se refiere a las dimensiones)
2. Semejanza cinemática (se refiere a las velocidades)
3. Semejanza Dinámica (se refiere a las presiones)

Fórmulas de proporcionalidad o relaciones de semejanzas:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_2} \quad \Rightarrow \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} \quad (9.1)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad \Rightarrow \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \cdot \frac{\eta_{k1}}{\eta_{k2}} \quad (9.2)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad \Rightarrow \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1} \quad (9.3)$$

Regulación del caudal

La regulación se hace al igual que en las bombas centrifugas mediante:

Variando la frecuencia de rotación del árbol del ventilador (n):

Es muy complejo y se encarece por lo cual este método se emplea en grandes ventiladores, en las instalaciones de especial responsabilidad. En la actualidad para la regulación del caudal de los ventiladores mediante la variación de la frecuencia de rotación se emplean motores de accionamientos con convertidores de frecuencia de tiristores, este método es bastante económico, es aplicable también cuando se emplea una transmisión que permite la variación de (n).

Mediante la estrangulación en la salida del ventilador:

Se emplea ampliamente debido a su sencilla estructura.

Mediante dispositivos guías de distintas estructuras en la entrada (Pre-rotación del fluido):

Esta difundido para los ventiladores con gran caudal en las instalaciones de minas y en las centrales termoeléctricas (ventiladores de soplado y aspiradores de humo)

Nota: El peor procedimiento de regulación es el de estrangulación pues proporciona el mayor gasto de energía.

Velocidad específica

$$n_s = \frac{n\sqrt{\rho}}{P_T^{3/4}} \Rightarrow \text{Velocidad específica} \quad (9.4)$$

La eficiencia máxima tiende a presentarse el valor (n_s) medio.

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta_2 > 90^\circ \text{ (Hacia adelante)} \Rightarrow n_s = (195 \div 600) \text{ (Se prefieren estas)} \\ \beta_2 < 90^\circ \text{ (Hacia atrás)} \Rightarrow n_s = (225 \div 675) \text{ (Estas)} \end{array} \right.$$

Mixto (radia y axiales) $n_s=(300\div 900)$

Tabla 1

Densidades del aire a diferentes altitudes y Presiones

Altitud en metros	Presiones	Densidades
0	761 1	.24340
500	716 1	.17773
1000	675 1	.11748
1500	634 1	.05861
2000	596 1	.00536
2500	560 0	.95052
3000	526 0	.90639
3500	494 0	.86057
4000	463 0	.81634
4500	433 0	.77349
5000	406 0	.73459
5500	379 0	.65900
6000	354 0	.63000
6500	330 0	.62337
7000	309 0	.59480
7500	288 0	.56119
8000	268 0	.53065
8500	249 0	.50031
9000	231 0	.47112
9500	214 0	.44166
10000	199 0	.41627
11000	171 0	.36461
12000	146 0	.31308
13000	124 0	.26585

Tabla 2

Dimensiones para diferentes tipos de alabes de ventiladores centrifugados

Modelos	A	B	C	ØD	ØBE	E	F	J	K	L
5512i	307	334	100	100	106	142	165	180	154	176
5515i	356	381	100	100	152	161	195	206	175	211
5515/2i	356	381	100	100	152	161	195	206	175	211
5522i	428	460	100	100	152	196	232	246	214	234
5522/2i	428	460	152	152	152	196	232	246	214	234
5522/3i	428	460	152	152	152	196	232	246	214	234

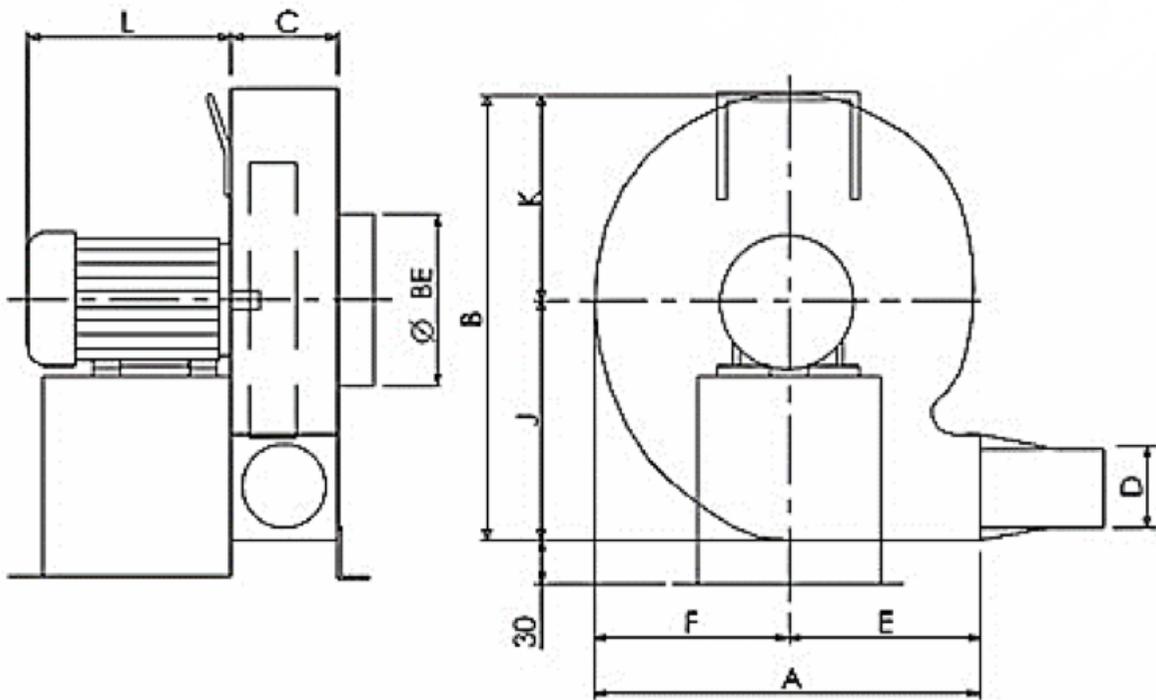


Figura 41. Dimensiones para ventilador centrifugo serie 5000I.

Systems, CAC. (2017). Bomba Centrífuga. [Figura]. Recuperado de: <http://eggerpumps-la.com/category/productos/bomba-centrifuga-egger-turo/>

Conexión de ventilador centrífugo en la red

El procedimiento es el mismo en la selección grafica que para las bombas:
Conexión en serie

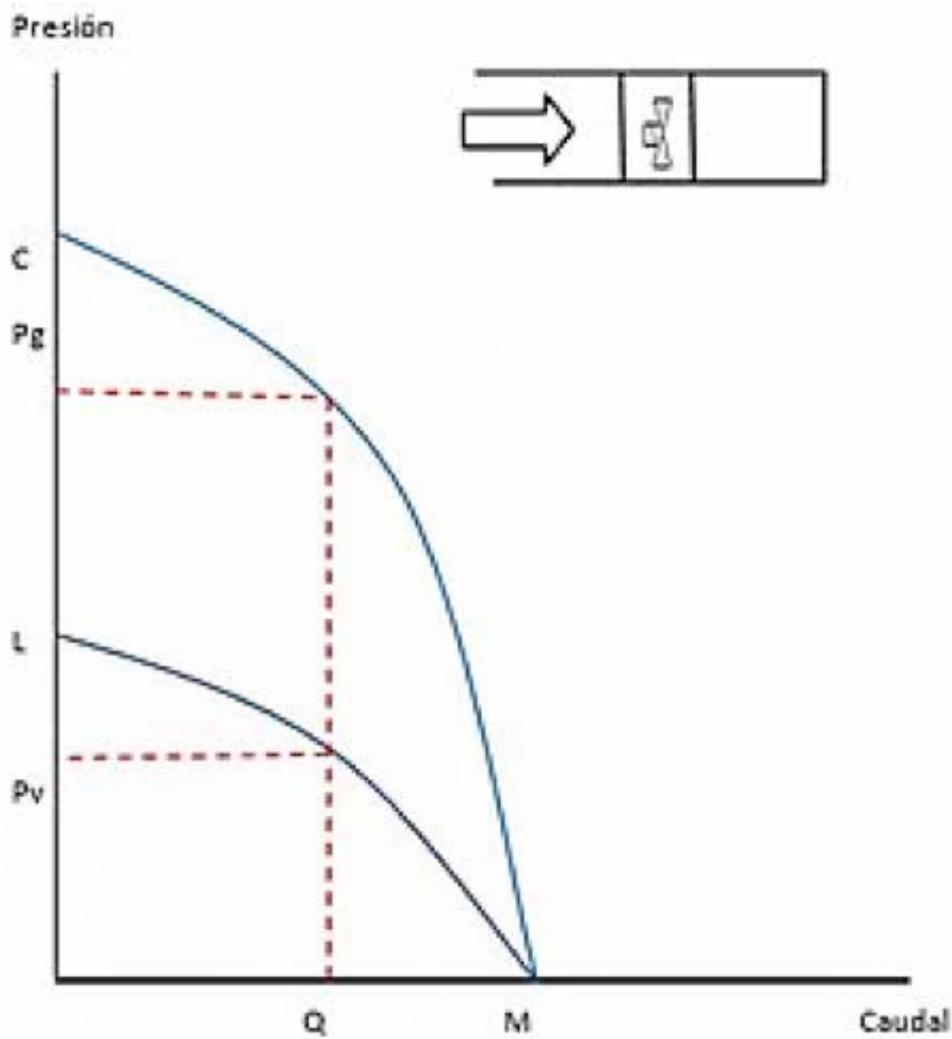


Figura 42. Curva característica de Ventiladores centrífugos acoplados en serie.
Giles, V. (1991). Mecánica de los fluidos e hidráulica, Copyright MCMLXVII McGraw-Hill Reimpresión Autorizada

$$PE = Pe + Pt \quad (9.5)$$

Donde:

Pe = Presión Estática del primer ventilador

Pt = Presión Total del segundo del segundo ventilador

PE = Presión Estática del conjunto

Conexión en Paralelos

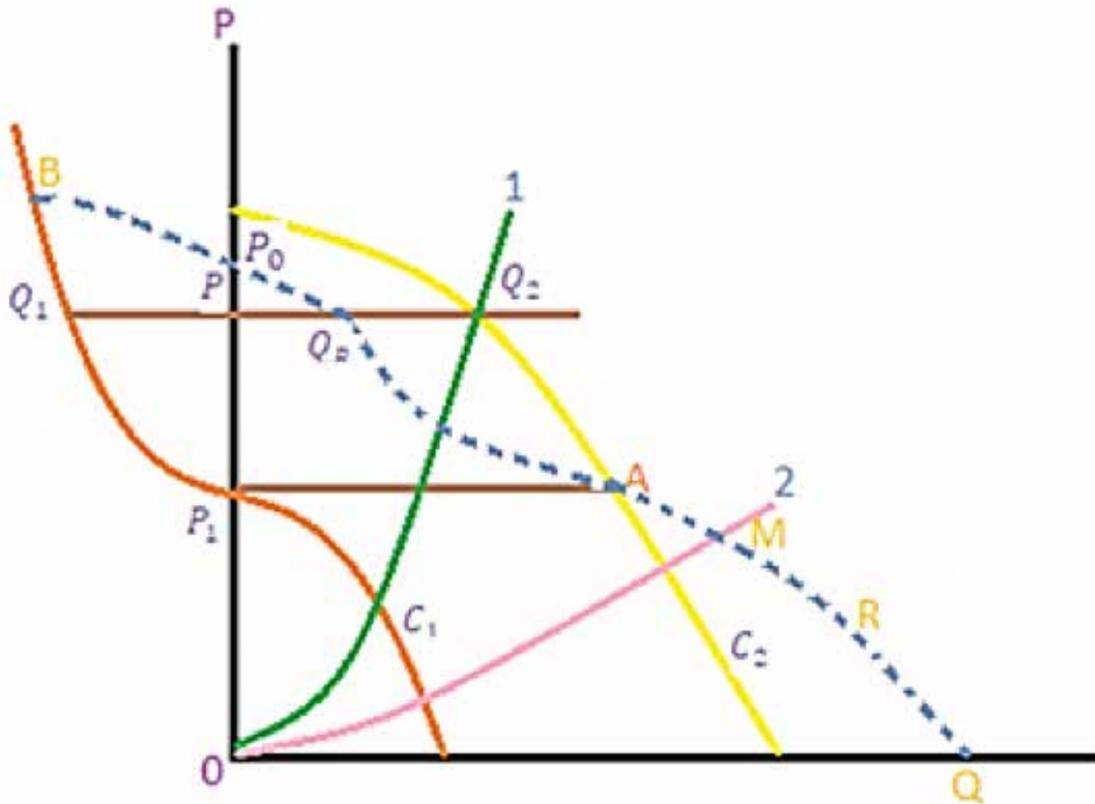


Figura 43. Curva característica de Ventiladores centrífugos acoplados en paralelo.
Giles, V. (1991). Mecánica de los fluidos e hidráulica, Copyright MCMLXVII McGraw-Hill Reimpresión Autorizada

Composición de la instalación

Se analizará los aspectos a tener en cuenta en la instalación de los ventiladores. Al igual que la instalación de las bombas centrífugas.

Los aspectos que se tienen en cuenta para instalar un V.C. son los siguientes:

Lugar de localización:

Generalmente se encuentra en salas apartes de diferentes equipos que conforman la industria. Las condiciones del lugar son idénticas a las de B.C.: limpio, seco, alumbrado, de manera que facilita la realización de los mantenimientos y reparar cualquier falla durante su operación. Generalmente en la salida de estos equipos se sitúa más de un equipo para contrarrestar los problemas de fallas en el funcionamiento del proceso.

Alineamiento:

En este aspecto no solo se refiere al alineamiento entre el motor y el ventilador, sino que además se observa el acoplamiento del ventilador con el sistema. La instalación de destinación industrial es deseable el acoplamiento directo del árbol del motor con el ventilador con ayuda de un embriague elástico. El empleo de acoplamiento rígido no es aconsejable, producto a la imposibilidad de control con absoluta exactitud de los alabes, lo cual trae consigo el surgimiento de vibraciones y ruidos en el sistema. Aunque también se emplea el acoplamiento por correa y polea trapezoidales. La fiabilidad de explotación de la instalación no solo depende de la estructura del ventilador y del motor de accionamiento sino también de la posición de la calidad de su montaje conjunto (Bear, 1979).

El alineamiento a la entrada del impelente es de considerable importancia en algunos tipos de ventiladores y menores en otros. Los ventiladores curvados hacia atrás ($\beta_2 < 90^\circ$) es el mismo criterio respecto a este, el cual requiere un juego radial cerrado y una concéntrica alineación entre el borde de la entrada y el borde del impelente. Los ventiladores de alabes radiales ($\beta_2 = 90^\circ$) son menos críticos que los de $\beta_2 < 90^\circ$ y los diseños convencionales no incorporan el juego de cierre a la entrada del impelente como los requiere el tipo ($\beta_2 < 90^\circ$). Los curvados hacia adelante ($\beta_2 > 90^\circ$) son los menos críticos y son relativamente inservibles. Guía a la entrada de los alabes son algunas veces previstos para guiar el fluido dentro del impelente con un ángulo en la dirección de rotación del impelente. Cada acción modifica fundamentalmente la característica del ventilador produciendo una disminución del caudal (Q), presión (P) y la potencia (N).

Cimentación:

Esta se construye en el lugar específico donde se situará el ventilador centrífugo, generalmente son de hormigón (concreto) junto con la cual aparecen los pernos donde se fijan las bancadas del Ventilador. Su característica fundamental es adsorber todos los esfuerzos a la cual se somete el ventilador por parte del sistema, es decir adsorber las vibraciones. En una estructura rígida y lo suficientemente pesada. Las instalaciones de pequeñas dimensiones es deseables mantenerlas en un bastidor fundido o soldado, que se fija al cemento. Las instalaciones medianas y grandes en dimensión se

instalan sobre cimiento de hormigón rígidos y separadamente el ventilador del motor (Duran, 2003).

Sistema de Tubería:

A la hora de proceder a la instalación del ventilador con el sistema de tubería se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Los soportes en las tuberías deben ser independientes a las de las máquinas para evitar presiones o esfuerzos sobre la cubierta, lo cual producen el rozamiento entre los diferentes elementos del ventilador.
- Para disminuir las pérdidas por rozamiento y turbulencia todas las tuberías deben ser tan cortas y rectas como sean posible.
- Si la maquina aspira aire de la atmósfera la toma debe estar dispuesta en el exterior de la casa de máquinas a fin de que el aire sea más frío.
- La entrada debe protegerse de los objetos extraños, así como del polvo y la lluvia.
- La velocidad de entrada de la maquina debe ser baja para disminuir las pérdidas por turbulencias y rozamientos oscilando su valor máximo alrededor de 24.5 m/s.
- Para evitar el sonido que se produce en la estructura de toma de aire puede usarse silenciadores teniendo en cuenta que la caída de presiones a través del mismo debe ser pequeña 50.8mm en la columna de agua para evitar una estrangulación excesiva de la corriente.
- Si existen varias unidades trabajando en paralelo debe disponernos de una válvula de retención en la tubería de impulsión para evitar el retraso del gas.

Entrada del Ventilador. (Succión):

La instalación a la entrada debe ser tal que el fluido llegue al impelente con la menor pérdida de energía y turbulencia posible.

Es preferible en los diseños hacer que la corriente se ajuste al orificio de entrada, lo cual provocaría la reducción de las pérdidas a la entrada hasta el mismo y guiaría el fluido dentro de los alabes de una forma racional, lo cual reduce el choque y las pérdidas.

La corriente a la entrada recibe gran importancia cuando la entrada es abierta a la atmósfera o cuando está conectada a un conducto largo.

El diseño de la instalación a la entrada entre el sistema y la entrada del ventilador produce un marcado efecto, frecuentemente perjudicial en la operación. Las pérdidas que ofrecen una mala conexión a la entrada y el trabajo en la tubería no pueden ser calculados como equivalentes a las pérdidas en un caso u otro paso variado del gas, tales pasos no solo ejercen su influencia en las pérdidas de presión sino a demás crea un desbalance en el flujo de entrada al ventilador lo que reduce la presión y la eficiencia.

Como una guía general para la instalación de la tubería de succión al ventilador debe ser diseñada para permitir que el flujo del gas implique la acción con entrada abierta a la atmósfera o con una sección de tubería recta.

Instalación a la salida (descarga):

La instalación a la salida es el punto de unión del ventilador con el sistema externo.

La velocidad del gas a la salida varía apreciablemente en magnitud y dirección dependiendo del tipo y diseño del ventilador y del punto de velocidad al cual el ventilador opera. La conservación de la velocidad en el exterior del ventilador es de gran importancia dicha presión por velocidad que va de un rango de 5 a 25 % de potencia.

Cuando la descarga es a la atmósfera la presión por velocidad (P_v) es disipada y se pierde.

Una expansión a la salida provoca una gradual reducción de la velocidad, lo cual trae consigo un cambio apreciable de la presión por velocidad en presión estática en gran proporción.

La disposición de la salida contribuye a la eliminación de las pérdidas de energía.

La fiabilidad de explotación de la instalación depende no solo de la estructura del ventilador y su motor de accionamiento, sino también de la precisión y calidad de su montaje en conjunto.

Medidas a tener en cuenta durante la operación y mantenimiento

Los cojinetes deben estar alineados, libres de polvo y bien lubricados.

Si el aire o gas que se bombea tiene una temperatura mayor de 120oC los cojinetes deben ser enviados.

En arranque y parada seguir las recomendaciones del fabricante.

Cualquier vibración excesiva que se presente parar la unidad y eliminar las causas del efecto.

Las vibraciones permisibles, dependen de la velocidad del ventilador.

No se debe trabajar el ventilador por mucho tiempo en un número crítico de rpm.

Selección de Ventiladores Centrífugos.

La selección de un ventilador se basa en determinar el tipo y dimensiones del rodete que sea capaz de satisfacer los parámetros dados con un mínimo de consumo de energía para algunas aplicaciones, las rpm, las dimensiones generales del ventilador u otra exigencia son parámetros secundarios para la selección de un ventilador.

Para determinar el tipo y las dimensiones del ventilador es necesario conocer los parámetros básicos en su funcionamiento que son:

Capacidad(Q)

Presión total o estática (P_t o P_e)

Para un número determinado de rpm.

Otro parámetro que se tiene en cuenta a la hora de seleccionar un ventilador es:

Velocidad Específica:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{P_T^{3/4}} \quad (9.5)$$

La selección del ventilador que cumple estos datos iniciales debe cumplir los siguientes requisitos:

La máquina o ventilador debe satisfacer con el máximo rendimiento posible las condiciones de operación establecidas ($\eta_{\text{ventilador}} \approx \eta_{\text{máxinst}}$). Cuando se requieren condiciones variables de operación el máximo rendimiento ($\eta_{\text{máx}}$) debe corresponder con el régimen principal de trabajo.

El ventilador seleccionado debe poseer una curva de regulación que satisfaga las condiciones de trabajo.

Que el ventilador posea las mínimas dimensiones y peso posible para permitir su fácil transportación e instalación.

Los parámetros Q y P utilizados como base para la selección deben aumentarse respecto a los calculados para satisfacer los requerimientos de la producción y para tener en cuenta los posibles errores en su determinación, así como posibles variaciones respecto al proyecto de la instalación. Los criterios seguidos son los siguientes.

$$Q_{catalogo} = 1,05Q_{calculado} \quad (9.6)$$

$$P_{catalogo} = 1,10P_{calculado} \quad (9.7)$$

Como a cada serie de ventiladores le corresponde una velocidad específica, de acuerdo con los parámetros iniciales y en base a esta selección el tipo de ventilador. Para la selección del ventilador existen catálogos que les ofrecen los diferentes constructores donde se registran las principales características de estos y en base a lo cual se puede seleccionar las dimensiones del ventilador y el tipo.

A la hora de la selección del ventilador se debe seleccionar el más económicamente ventajoso, es decir el que permita cumplir con los requisitos de la instalación y nos de menor costo posible.

Máquinas Dinámicas. Máquinas Axiales (M.A.)

Teoría General

Las máquinas axiales son aquellas en las cuales el fluido penetra y sale de estas en dirección paralela a su eje de rotación (Imfia, 2009)

Estas máquinas se emplean para trasegar grandes gastos de fluidos con pequeños volúmenes de carga es decir son equipos de alta velocidad específicos ($ns > 600$).

Las bombas axiales tienen aplicación como bombas de circulación en centrales termoeléctricas y átomo-eléctricas, donde es necesario mover grandes volúmenes de agua venciendo solamente una pequeña carga en altura y la resistencia hidráulica del condensador.

Estas bombas pueden ser del tipo horizontal o vertical, en dependencia de la posición de su eje motor.

Los Ventiladores Axiales se construyen para gastos de hasta $100000\text{m}^3/\text{h}$ y presiones por etapas de unos 4kPa . Sus aplicaciones más frecuentes son:

- Tiros inducidos en las centrales termoeléctricas.
- Torres de enfriamientos de Tiro inducido.

Su principal ventaja de las máquinas axiales consiste en su alta eficiencia en los regímenes óptimos (80 a 87%) y sus mejores condiciones de regulación permiten hacer grandes variaciones en el gasto sin disminuciones apreciables en la eficiencia.

En las máquinas axiales la energía del eje se trasmite el fluido por un impelente del tipo abierto, cuyos alabes se encuentran fijados al cubo por un extremo y el fluido es obligado a desplazarse paralelamente al eje de rotación.

Este tipo de máquina es considerada reversible pues al cambiar el sentido de rotación del impelente cambia el sentido del movimiento del fluido.

Se construyen con impelentes cuyo número de alabes oscila entre 2 y 6.

Para conocer el funcionamiento de las máquinas axiales es necesario conocer la teoría de la red de perfiles.

Los principales parámetros geométricos que caracterizan la geometría de la red de perfiles son los siguientes:

- Paso entre alabes o paso de las paletas.
- Longitud de la cuerda del alabe.
- Ancho de la red o de la cascada es la dimensión paralela al eje de rotación.
- Ángulo de entrada del alabe.
- Ángulo de salida del alabe
- Ángulo de instalación de la paleta es decir el ángulo entre la cuerda de las paletas y el eje de la red.
- Red espesa o densidad de la cascada.
- Paso relativo es la magnitud inversa a la densidad de la cascada.

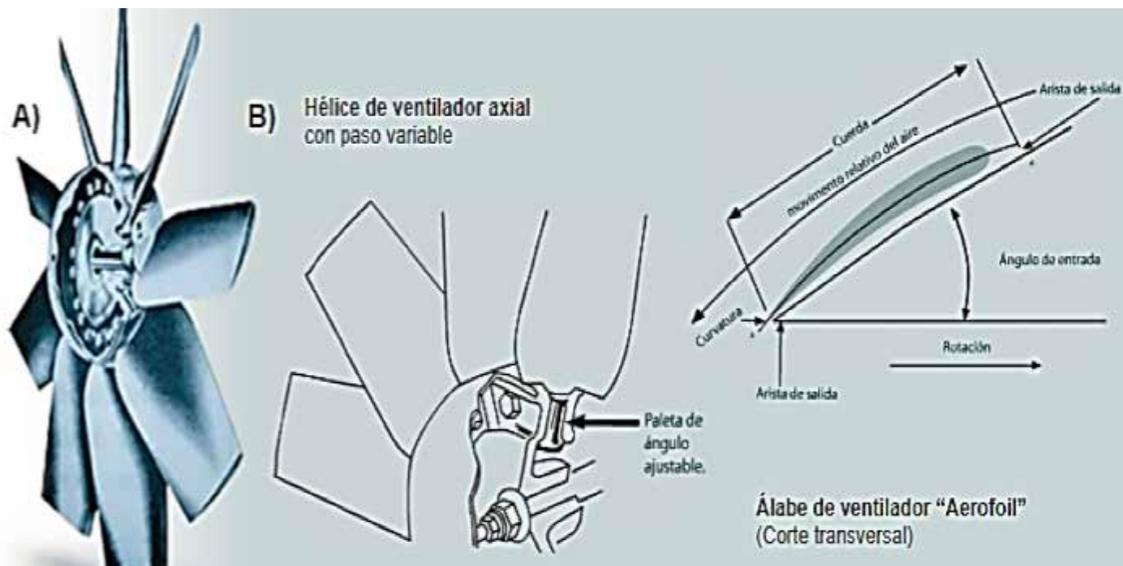


Figura 44. Ventilador de Flujo axial.

Fox, R. (1997). Introducción a la mecánica de fluidos, Copyright MCMXCII Reimpresión Autorizada

En las máquinas axiales el área de flujo de entrada y salida son iguales y están dadas por el producto del paso (t) y por el radio de las paletas (r) es decir:

$$A_f = t \cdot r \quad (10.1)$$

Dónde:

t = es paso entre álabes

r = radio

Aplicando la ecuación de continuidad:

En este caso la velocidad absoluta del fluido cuenta con la componente axial y la componente tangencial.

Después de esto la ecuación de continuidad queda de la siguiente forma:

En el caso de fluidos incompresibles la densidad es constante:

Ecuación de Energía: Es el movimiento relativo a través de la rueda de trabajo de una máquina axial, al flujo no se le comunica energía aquí sucede solamente la transformación de energía cinética en potencial. Este proceso va acompañado de la disipación de la energía del flujo.

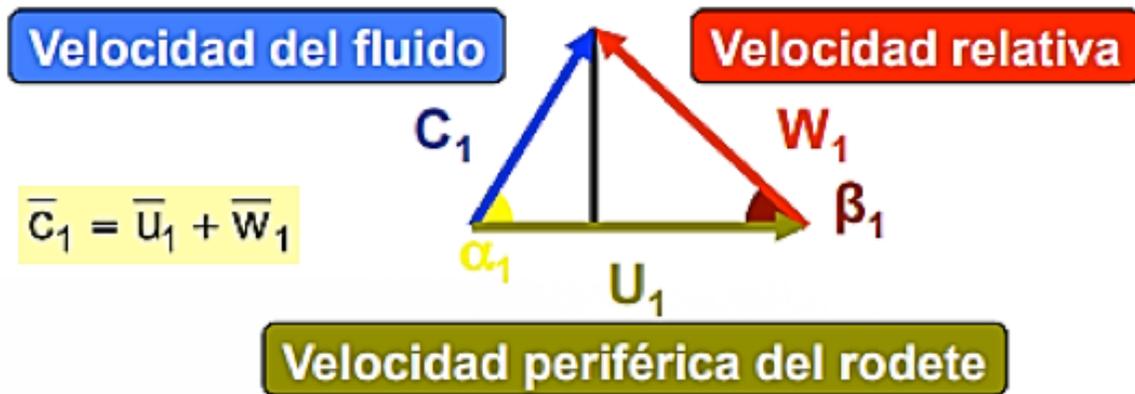


Figura 45. Triangulo de velocidades.

Remesal, F. (2004). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, p.6.

Derechos del Autor [2004] Copyright MCMXLII BY-NC-SA 3.0 Reimpresión Autorizada

De los triángulos de velocidades se determina:

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1; \quad C_{1m} = C_1 \sin \alpha_1; \quad C_1 = \sqrt{C_{1u}^2 + C_{1m}^2} \quad (10.2)$$

$$W_{1u} = W_1 \cos \beta_1; \quad W_{1m} = W_1 \sin \beta_1; \quad W_1 = \sqrt{W_{1u}^2 + W_{1m}^2} \quad (10.3)$$

La fórmula anterior nos representa la cantidad de energía que se le sede al fluido en su movimiento absoluto a través del impelente, esto también sería igual a la variación de entalpia más la variación de la energía cinética en su velocidad absoluta más el calor que se desprende durante la transformación:

Dónde: C_1 y W_1 Capacidad térmica básica (J/kg-K)

Curvas Características

Las curvas características de las máquinas axiales al igual que las máquinas centrifugas son la interrelación grafica de la altura de presión, eficiencia y potencia de accionamiento Vs Q

Las formas de las curvas características se determinan por la estructura y las propiedades aerodinámicas de la máquina.

A diferencia de las maquinas centrifugas las características de carga o presión contra caudal en las máquinas axiales tienen frecuentemente forma de silla, es decir una curva característica inestable, no obstante en las máquinas de poca altura de presión se puede encontrar la forma decreciente de esta característica.

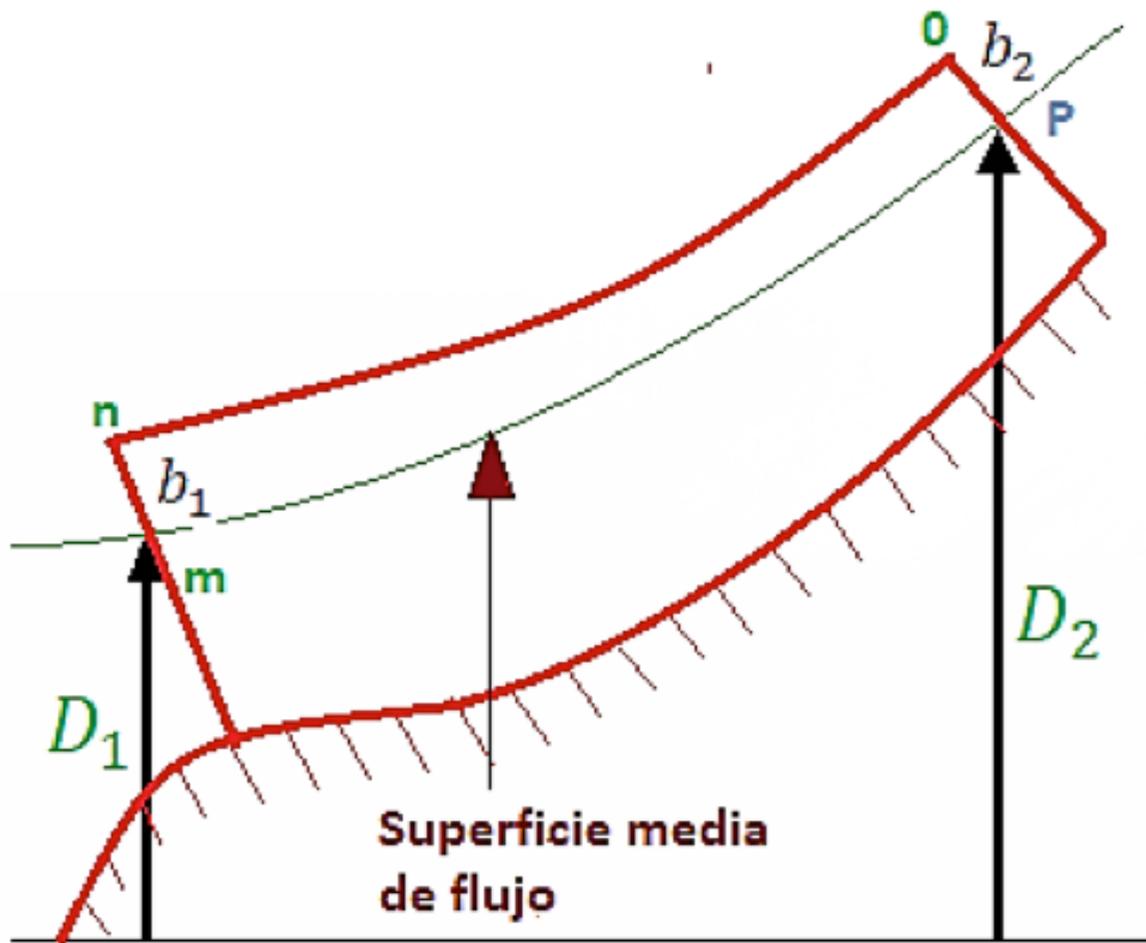


Figura 46. Curva característica de carga.

Remesal, F. (2004). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, p.6.

Derechos del Autor [2004] Copyright MCMXLII BY-NC-SA 3.0 Reimpresión Autorizada

El punto B representa el punto límite de trabajo estable de la máquina.

La característica de potencia(N) generalmente muestra una tendencia decreciente en la zona de trabajo, lo cual hace aconsejable el empleo de estos tipos de máquina para trabajar en sistemas de baja resistencia hidráulica o donde por accidente se puedan producir descargas abiertas ya que los aumentos en el gasto producto de una disminución en la resistencia del sistema no producen sobrecargas en el motor de la máquina.

La eficiencia presenta una característica que varía sensiblemente con el gasto esta máquina tiene un mayor rendimiento que las máquinas centrífugas.

Regulación de la capacidad.

Los sistemas de regulación más empleados son:

1. Variación de la velocidad de rotación del impelente: Variando el número de rpm es el más eficaz y consiste en variar el número de rpm según el gasto o capacidad que se desea.
2. Variaciones del paso entre álabes: Se logra mediante mecanismos que garantizan la rotación simultánea de los álabes del impelente.
3. Estrangulación: Es el menos empleado ya que una reducción del gasto implica un incremento en el consumo de potencia.
4. Empleo de aparatos de regulación de entrada. Pre-rotación del fluido: Variando la Pre-rotación del fluido es uno de los métodos más empleados.

Elementos constructivos

Bombas axiales: De forma general las bombas axiales constan con los elementos siguientes:

- a) Bocanada que se apoya sobre el bastidor y que sirve de sostén a los restantes elementos.
- b) Cuerpo de la bomba con el dispositivo guía a la salida, el cual tiene la función de eliminar la torsión al flujo, así como transformar la parte de la energía cinética en energía estática. La forma del cuerpo de la bomba facilita el flujo a la entrada y disminuye las pérdidas de energía hidráulica.
- c) Propela o Rodete elemento intercambiador de energía provisto de núcleo y sobre el cual se montaron las paletas o alabes con perfil aerodinámico. El núcleo se fija al árbol por chaveta o tuerca.
- d) Cojinetes su función es mantener la dimensión de los diferentes elementos. Estos pueden ser interiores o exteriores.
- e) Rotor es el encargado de transmitir el momento de torque o flexión durante la operación y arrancada.
- f) Prensaestopas colocados donde el árbol entra a la cubierta de la bomba con ajuste adecuado y cuya función es minimizar las pérdidas volumétricas.

Ventiladores Axiales: Los ventiladores pueden construirse:

- Con alabes del rodete fijo y alabes directrices orientables.
- Con alabes del rodete fijo y sin alabes directrices orientables.
- Con alabes del rodete orientables y alabes directrices orientables.
- Con alabes del rodete orientables sin alabes directrices orientables.

La orientación de los alabes puede hacerse en marcha o parada lo primero es ventajoso pero muy costoso.

Los ventiladores pueden trabajar de tres modos diferentes:

1. Como suplantes: Aspirar el gas o la presión atmosférica y lo comprime a una mayor presión.
2. Como exhausto o extractor: aspirando a presión menor que la presión atmosférica y comprimiéndola hasta la presión atmosférica.
3. Como suplanté o extractor al mismo tiempo.

Referencias Bibliográficas:

- Balcazar, J. (2013). Mecanica de Fluidos . Colombia: Universidad de Colombia.
- Bansal, R. K. (1989). A Text Book of Fluid Mechanics and Hydraulic Machines. In M.K.S. and S.I. Units.
- Barreno, A. (2005). Fundamentos y Aplicaciones de la Mecánica de Fluidos . Madrid: McGraw-Hill.
- Bear, J. (1979). Hydraulics of Groundwater. New York: McGraw-Hill.
- Bruce, M. (1995). Fundamentos de Mecánica de Fluidos. México: Noriega Editores.
- Cergel, Y. (2006). Mecanica de Fluidos . Mexico: McGraw W-Hill.
- Chanson, H. (2002). Hidraulica del Fluido en Canales Abiertos. Bogota, Colombia: McGraw-Hill.
- Chow, V. (1994). Hidraulica de canales abiertos. Santafe de Bogota: McGraw W-Hill.
- Clayton, C., & Donald, E. R. (2009). Mecanica de Fluidos Ingenieria .
- Crespo, A. (2006). Mecanica de Fluidos . Madrid, España: Pearson Education.
- Duran, D. (02 de Junio de 2003). Sistema de Proección Contra Incendios . Obtenido de <http://sistemadeproteccioncontraincendios.blogspot.com/2013/06/cálculo-s-hidraulicos-de-panos-de.html>
- Espinoza, E. (2003). Maquinas hidraulicas. Peru: Universidad Nacional de Santa.
- Feria, R. F. (2001). Mecánica de Fluidos. Málaga: Servicio de Publicaciones e Intercambio Científico de la Universidad de Málaga.
- Fernandez, P. (2000). Compresores. Redsauce Engineering Services. Obtenido de Redsauce Engineering Services.
- Fox, R. (2001). Introduccion a la Mecanica de Fluidos . Mexico: McGraw-Hill.
- Frank, W. (2008). Mecánica de Fluidos . Madrid: McGraw-Hill.
- Giles, R. (1991). Mecanica de Fluidos e Hidraulica. Mexico D.F.: McGraw-Hill.
- González, J. L. (2011). Fundamentos de Mecánica de Fluidos. San Vicente Alicante: Club Universitario.
- Heras, S. d. (2012). Mecánica de Fluidos en Ingeniería. Catalunya: Service Point.

Imfia. (2009). Maquinas Axiales. Obtenido de Instituto de Mecanica de Fluidos e Ingenieria Ambiental: http://www.fing.edu.uy/imfia/cursos/maq_flu_1/teorico/7-Axiales.2009.pdf

Irving, H. (1994). Mecanica de Fluidos. Santafe de Bogota: McGRAW-HILL.

Julio Hernandez, P. G. (2016). Mecánica de fluidos. Madrid: Universidad Nacional de Educacion a Distancia.

Landau, L. D. (1991). Mecánica de Fluidos. Moscú, Rusia: Reverté.

López, Á. (2001). Peoblemas de Hidráulica III. Universidad de Alicante Servicio de Publicaciones.

Mataix, C. (1982). Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas . Mexico D. F.: Harla.

Melvyn, K. (1998). Practical Hydraulics. New York: Simultaneously Published.

Mott, R. (2006). Mecanica de Fluidos. Mexico: PEARSON EDUCACION.

Naudascher, E. (2002). Hidráulica de Canales. Limusa.

Nekrasov, B. (1968). Hidraulica. Moscu, Rusia: Mir Moscu.

Pasinato, H. (2008). Fundamentos de Mecanica de Fluidos . Plaza Huincul: Edutecne.

Payri, F. (2002). Influencia de la Cavitacion sobre el Desarrollo, Chorro diesel. Editorial Reverte S. A.

Potter, M. (1998). Mecanica de Fluidos. Mexico D.F.: Prentice Hall.

R., J. H. (2006). Hidráulica de canales: Fundamentos. Medellín: Universidad EAFIT.

Remesal, F. (2004). Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas . Universidad de Cantanbria.

Salgarriaga, J. (2007). Hidraulica de Tuberias. Bogota Colombia: Alfaomega.

Schaschke, C. (2005). Fluid Mechanics: Worked Examples for Engineers. Institution of Chemical Engineers.

Smits, A. J. (2003). Mecánica de fluidos: una introducción física. Ámsterdam, Países Bajos: Alfaomega.

Solé, A. C. (2013). Neumática e Hidráulica. Madrid, España: Marcombo.

Sosa, J. G. (2004). Mecánica de Fluidos: antecedentes y actualidad. Yucatán, México: Universidad Autónoma de Yucatán.

Vila, R. R. (1978). Introducción a la Mecánica de Fluidos. Guadalajara, Mexico D.F: Limusa.

Viloria Roldan. (2001). Prontuario de Hidráulica Industrial. Ediciones Paraninfo.

Vycmex. (1995). Manual de la Hidraulica Industrial. Mexico D. F. : Vickers.

Bibliografía:

Balcazar, J. (2013). Mecanica de Fluidos . Colombia: Universidad de Colombia.

Bansal, R. K. (1989). A Text Book of Fluid Mechanics and Hydraulic Machines. In M.K.S. and S.I. Units.

Barreno, A. (2005). Fundamentos y Aplicaciones de la Mecánica de Fluidos . Madrid: McGraw-Hill.

Bear, J. (1979). Hydraulics of Groundwater. New York: McGraw-Hill.

Bruce, M. (1995). Fundamentos de Mecánica de Fluidos. México: Noriega Editores.

Cergel, Y. (2006). Mecanica de Fluidos . Mexico: McGraw W-Hill.

Chanson, H. (2002). Hidraulica del Fluido en Canales Abiertos. Bogota, Colombia: McGraw-Hill.

Chow, V. (1994). Hidraulica de canales abiertos. Santafe de Bogota: McGraw W-Hill.

Clayton, C., & Donald, E. R. (2009). Mecanica de Fluidos Ingenieria .

Crespo, A. (2006). Mecanica de Fluidos . Madrid, España: Pearson Education.

Duran, D. (02 de Junio de 2003). Sistema de Proección Contra Incendios . Obtenido de <http://sistemadeproteccioncontraincendios.blogspot.com/2013/06/cálculos-hidraulicos-de-panos-de.html>

Espinoza, E. (2003). Maquinas hidraulicas. Peru: Universidad Nacional de Santa.

Feria, R. F. (2001). Mecánica de Fluidos. Málaga: Servicio de Publicaciones e Intercambio Científico de la Universidad de Málaga.

Fernandez, P. (2000). Compresores. Redsauce Engineering Services. Obtenido de Redsauce Engineering Services.

Fox, R. (2001). Introducción a la Mecanica de Fluidos . Mexico: McGraw-Hill.

- Frank, W. (2008). Mecánica de Fluidos . Madrid: McGraw-Hill.
- Giles, R. (1991). Mecanica de Fluidos e Hidraulica. Mexico D.F.: McGraw-Hill.
- González, J. L. (2011). Fundamentos de Mecánica de Fluidos. San Vicente Alicante: Club Universitario.
- Heras, S. d. (2012). Mecánica de Fluidos en Ingeniería. Catalunya: Service Point.
- Imfia. (2009). Maquinas Axiales. Obtenido de Instituto de Mecanica de Fluidos e Ingenieria Ambiental: http://www.fing.edu.uy/imfia/cursos/maq_flu_1/teorico/7-Axiales.2009.pdf
- Irving, H. (1994). Mecanica de Fluidos. Santafe de Bogota: McGRAW-HILL.
- Julio Hernandez, P. G. (2016). Mecánica de fluidos. Madrid: Universidad Nacional de Educacion a Distancia.
- Landau, L. D. (1991). Mecánica de Fluidos. Moscú, Rusia: Reverté.
- López, Á. (2001). Peoblemas de Hidráulica III. Universidad de Alicante Servicio de Publicaciones.
- Mataix, C. (1982). Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas . Mexico D. F.: Harla.
- Melvyn, K. (1998). Practical Hydraulics. New York: Simultaneously Published.
- Mott, R. (2006). Mecanica de Fluidos. Mexico: PEARSON EDUCACION.
- Naudascher, E. (2002). Hidráulica de Canales. Limusa.
- Nekrasov, B. (1968). Hidraulica. Moscu, Rusia: Mir Moscu.
- Pasinato, H. (2008). Fundamentos de Mecanica de Fluidos . Plaza Huincul: Edutecne.
- Payri, F. (2002). Influencia de la Cavitacion sobre el Desarrollo, Chorro diesel. Editorial Reverte S. A.
- Potter, M. (1998). Mecanica de Fluidos. Mexico D.F.: Prentice Hall.
- R., J. H. (2006). Hidráulica de canales: Fundamentos. Medellín: Universidad EAFIT.
- Remesal, F. (2004). Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas . Universidad de Cantanbria.
- Salgarriaga, J. (2007). Hidraulica de Tuberias. Bogota Colombia: Alfaomega.

Schaschke, C. (2005). Fluid Mechanics: Worked Examples for Engineers. Institution of Chemical Engineers.

Smits, A. J. (2003). Mecánica de fluidos: una introducción física. Ámsterdam, Países Bajos: Alfaomega.

Solé, A. C. (2013). Neumática e Hidráulica. Madrid, España: Marcombo.

Sosa, J. G. (2004). Mecánica de Fluidos: antecedentes y actualidad. Yucatán, México: Universidad Autónoma de Yucatán.

Vila, R. R. (1978). Introduccion a la Mecánica de Fluidos. Guadalajara, Mexico D.F: Limusa.

Viloria Roldan. (2001). Prontuario de Hidráulica Industrial. Ediciones Paraninfo.

Vycmex. (1995). Manual de la Hidraulica Industrial. Mexico D. F. : Vickers.

Autores

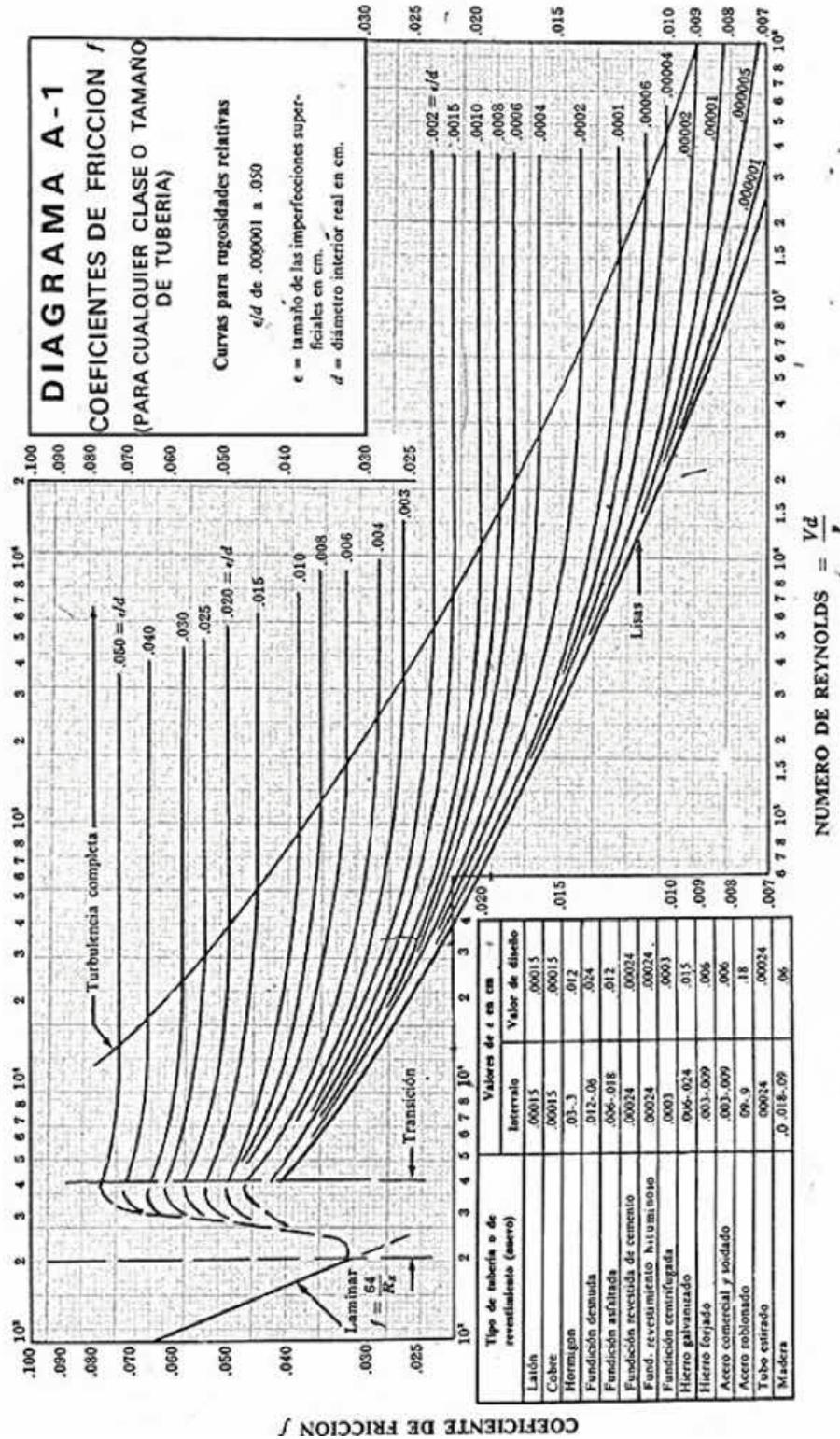
Héctor Cochise Terán Herrera, Ingeniero Electromecánico, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Magister en Gestión de Energías y Redes Industriales. Investiga en temas: Mecanizado en Máquinas Herramientas convencionales y de Control Numérico Computarizado, Procesos de soldadura, Metalurgia y Tecnología de la Fundición, Energías renovables, Automatización Industrial.

Guido Rafael Torres Muñoz, Ingeniero Mecánico, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo ESPOCH, Magister en Gestión de Energías y Magister en Docencia Universitaria y Administración Educativa. Investiga en temas: Diseño de elementos de Máquinas, Análisis de los Biocombustibles utilizados en los vehículos Automotrices.

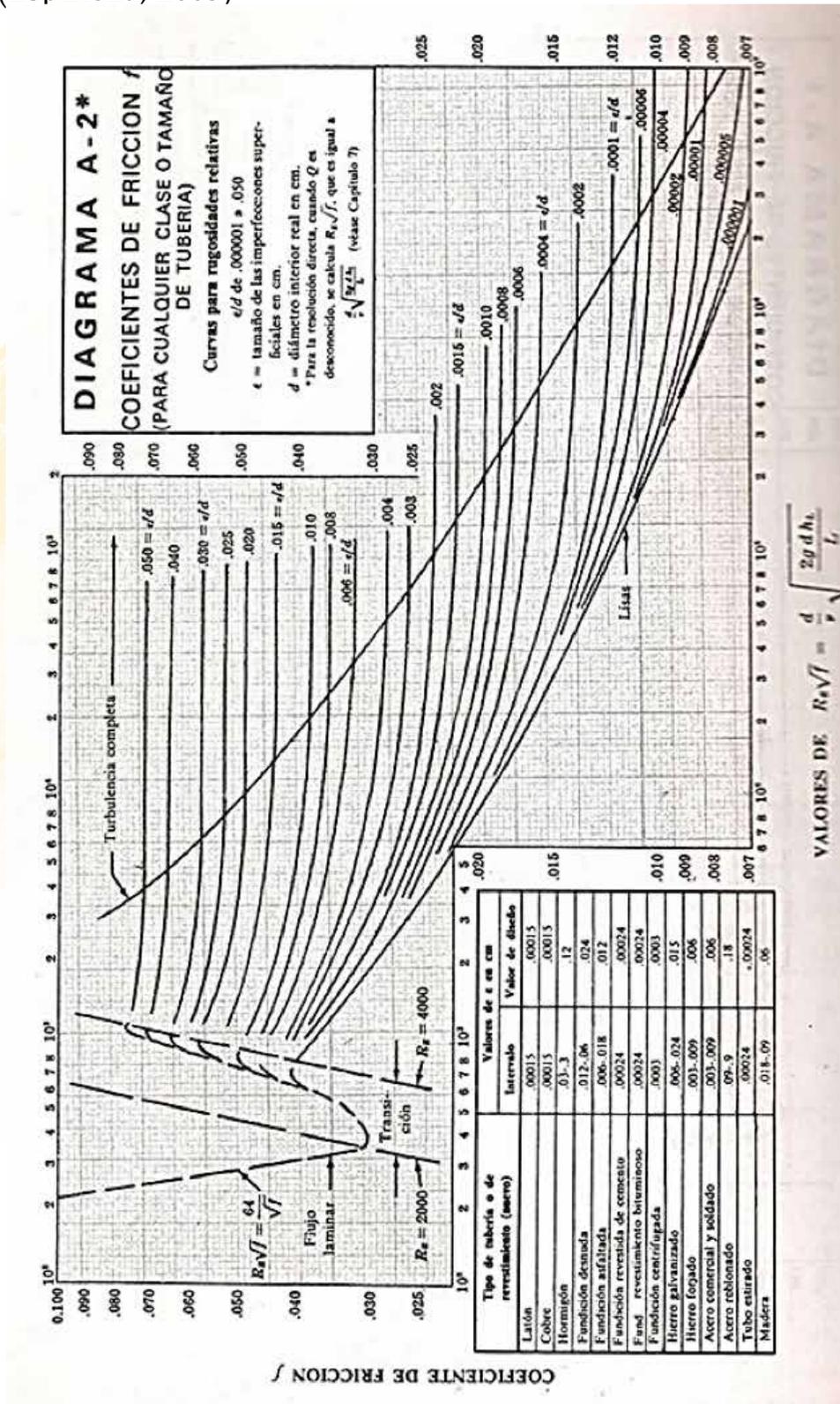
Oscar Bladimir Arteaga López, Ingeniero Mecánico, Escuela Politécnica del Chimborazo ESPOCH. Magister en Tecnología de la Información y Multimedia Educativa. Magister en Gestión de Energía. Investiga en temas: Diseño y Construcción de Bastidores y Carrocerías para Vehículos de competición (FORMULA STUDENT), Diseño y Construcción de vehículos blindados 4X4. Diseño y construcción de prótesis robóticas.

Wilson Edmundo Sánchez Ocaña, recibió el título de Ingeniero Electromecánico en 2005 en la Escuela Politécnica del Ejército, el Máster en Gestión de la Producción en el 2013 en la Universidad Técnica de Cotopaxi y el Máster en Diseño y Automatización Industrial en el 2017 en la Escuela Politécnica Nacional de Quito, Ecuador. De 1992 a 1996, trabajó para empresas privadas del sector petrolero y desde 1997 para la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, como Profesor Titular en el Departamento de Electrónica Eléctrica. Sus intereses de investigación incluyen: Modelación de sistemas físicos, mecánicos, hidráulicos y biomecánicos; Automatización de procesos industriales con énfasis en redes de comunicación industrial; Análisis y diagnóstico del clima de trabajo y su impacto en las empresas de producción y servicios.

Anexo1: Coeficientes de fricción para cualquier clase o tamaño de tubería.
(Cergel, 2006)



Anexo2: Coeficientes de Fricción para cualquier clase o tamaño de tubería. (Espinoza, 2003)



Anexo3: Perdidas en carga por accesorios (Potter, 1998)

Editado por: Héctor Terán

Perdidas en Carga en Accesorios	
Accesorio	Perdida de Carga
1. Deposito a tubería (perdida a la entrada) a) Conexión al ras de la pared b) Tubería entrante c) Conexión a cocinada	$0.5 * \frac{V_2^2}{2g}$ $1 * \frac{V_2^2}{2g}$ $0.05 * \frac{V_2^2}{2g}$
2. De tubería a deposito (Perdida a la salida)	$1 * \frac{V_1^2}{2g}$
3. Ensanchamiento brusco	$\frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$
4. Ensanchamiento gradual	$K * \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$
5. Venturímetros, boquillas y orificios	$\left(\frac{1}{C_1^2} - 1 \right) \frac{V_2^2}{2g}$

Anexo 4: Valores de Coeficiente en pérdidas (Duran, 2003)

VALORES DEL COEFICIENTE K EN PÉRDIDAS SINGULARES		
Accidente	K	L/D
Válvula esférica (totalmente abierta)	10	350
Válvula en ángulo recto (totalmente abierta)	5	175
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2,5	-
Válvula de retención (totalmente abierta)	2	135
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0,2	13
Válvula de compuerta (abierta 3/4)	1,15	35
Válvula de compuerta (abierta 1/2)	5,6	160
Válvula de compuerta (abierta 1/4)	24	900
Válvula de mariposa (totalmente abierta)	-	40
T por salida lateral	1,80	67
Codo a 90° de radio corto (con bridas)	0,90	32
Codo a 90° de radio normal (con bridas)	0,75	27
Codo a 90° de radio grande (con bridas)	0,60	20
Codo a 45° de radio corto (con bridas)	0,45	-
Codo a 45° de radio normal (con bridas)	0,40	-
Codo a 45° de radio grande (con bridas)	0,35	-

Publicaciones Científicas

ISBN: 978-9942-765-27-7



9 789942 765277



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA